

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003年9月12日 (12.09.2003)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 03/074889 A1

(51) 国際特許分類:
F16N 7/32, B23Q 1/38, 11/12

F16C 33/66, (71)

出願人 (米国を除く全ての指定国について): NTN
株式会社 (NTN CORPORATION) [JP/JP]; 〒550-0003
大阪府 大阪市 西区京町堀 1丁目3番17号 Osaka
(JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP03/02447

(22) 国際出願日: 2003年3月3日 (03.03.2003)

(72) 発明者; および

(25) 国際出願の言語: 日本語

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小杉 太 (KO-SUGI, Futoshi) [JP/JP]; 〒511-0811 三重県 桑名市 大字 東方字尾弓田 3066 NTN株式会社内 Mie (JP). 森 正継 (MORI, Masatsugu) [JP/JP]; 〒511-0811 三重県 桑名市 大字 東方字尾弓田 3066 NTN株式会社内 Mie (JP). 植田 敬一 (UEDA, Keiichi) [JP/JP]; 〒511-0811 三重県 桑名市 大字 東方字尾弓田 3066 NTN株式会社内 Mie (JP).

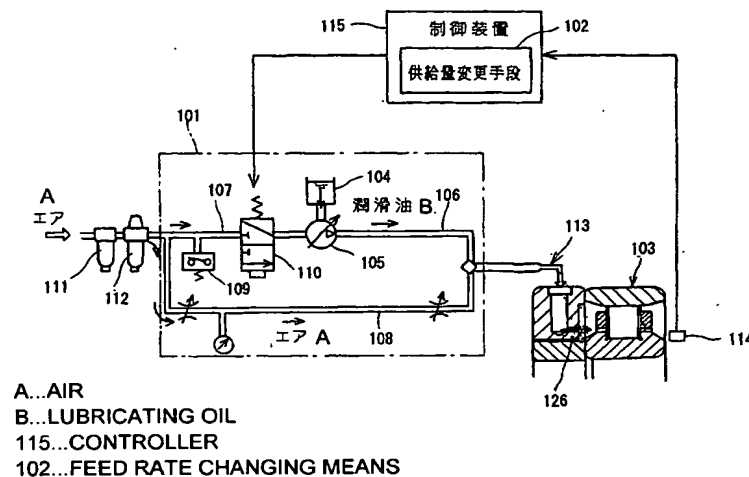
(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2002-59349 2002年3月5日 (05.03.2002) JP
特願2002-234481 2002年8月12日 (12.08.2002) JP

[続葉有]

(54) Title: ROLLING BEARING LUBRICATING METHOD AND DEVICE

(54) 発明の名称: 転がり軸受の潤滑方法および潤滑装置



(57) Abstract: The invention provides a rolling bearing lubricating method and device, which are capable of showing stabilized temperature rise while securing lubrication reliability. This rolling bearing lubricating method, which is a lubricating method for feeding lubricating oil during operation of a rolling bearing, comprises the step of automatically or manually changing the feed rate of lubricating oil during operation by a feed rate changing means (102) in order to keep the temperature of a rolling bearing (103) in a preset permissible range. The feeding of lubricating oil is effected in an air oil state by using a lubricating oil feeding means (101). The feed rate of lubricating oil is changed according to the rotative speed of the rolling bearing (103). The feed rate change of lubricating oil according to the rotative speed is effected under a plurality of lubrication conditions with the lubricating oil feed rate varied, on the basis of the sampling result obtained by sampling data on temperature rise for the rolling bearing (103) according to the rotative speed.

(57) 要約: 潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示すことが可能な転がり軸受の潤滑方法および潤滑装置などを提供する。この転がり軸受の潤滑方法は、転がり軸受の運転中に潤滑油を供給する潤滑方法であって、転がり軸受103の温度を設定許容範囲に保つために、運転中に潤滑油の供給量を供給量変更手段102により自動的に、または手動で変更する。潤滑油の供給は、潤滑油供給手段101を用

[続葉有]



(74) 代理人: 杉本 修司 . 外(SUGIMOTO, Shuji et al.); 〒550-0002 大阪府 大阪市 西区江戸堀1丁目10番2号 肥後橋ニッタイビル Osaka (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SI, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

いてエアオイルの状態で行う。潤滑油の供給量は、転がり軸受 103 の回転速度に応じて変更する。回転速度に応じた潤滑油の供給量の変更は、潤滑油供給量を互いに異ならせた複数種類の潤滑条件で、回転速度に応じた転がり軸受 103 の温度上昇データのサンプリングを行い、そのサンプリング結果に応じて行う。

明細書

転がり軸受の潤滑方法および潤滑装置

技術分野

この発明は、工作機械用主軸支持部やボールねじ支持部等に用いられる転がり
5 軸受の潤滑方法、潤滑装置およびエアオイル潤滑構造、ならびに、そのエアオイ
ル潤滑構造を適用したスピンドル装置に関する。

背景技術

転がり軸受における潤滑の目的は、転がり面および滑り面に薄い油膜を形成し
10 て、金属製の内外輪と金属製の転動体が直接接触するのを防止することであり、
次のような効果が得られる。

- ① 摩擦および摩耗の低減
- ② 摩擦熱の排出
- ③ 軸受寿命の延長
- 15 ④ 錆止め
- ⑤ 異物の侵入防止

潤滑によりこれらの効果を発揮させるためには、軸受の使用条件に適した潤滑
方法を採用すると共に、良質な潤滑剤を選定すること、および適切な密封構造を
設計することが必要である。密封構造を適切に設計することは、潤滑剤中のダスト
20 ト除去、外部からの異物の侵入防止、および潤滑剤の洩れ防止に必要である。

一般に、工作機械用主軸の支持に用いられる転がり軸受では、潤滑油の攪拌に
よる発熱をできるだけ小さくするために、使用する潤滑油量は非常に少なく制限
される。図7は、このような転がり軸受での使用潤滑油量と、摩擦損失および軸
受温度との関係を示す。同図において、潤滑油量の領域は、I～Vに区分して示
25 してある。同図における最も温度上昇の低い油量領域IIでは、エアオイル潤滑が
採用される。

エアオイル潤滑では、図8にシステム例を示すように、レベルスイッチ付きの

タンク 1 3 4、ポンプ 1 3 5、およびタイマ 1 4 1 で制御されるソレノイドバルブ 1 4 0 を用い、潤滑油を軸受 1 3 3 毎に正確に計量して最適間隔で送り出す。これを、給油管 1 3 6 の末端でエア供給路 1 3 8 のエアと混合した後、軸受 1 3 3 に向けたノズル 1 5 6 で潤滑必要部に吹き付けるという構成を持つ。そのため
5 、工作機械主軸の高速化、低温度上昇に適合する潤滑方法として広く用いられている。

しかし、高速回転時には、軸受温度が上昇するため潤滑油の油膜形成能が低下する。加えて、軸受 1 3 3 における回転部周辺の空気が連れ回って形成されるエアカーテンも増大するため、高速回転時ほど潤滑条件が厳しくなり、ノズル 1 5
10 6 から供給された潤滑油も軸受内部へ入り難くなる。このため、エアオイル潤滑における潤滑油の供給量は、最高回転時に十分な信頼性を確保できるように決定されている。

エアオイル潤滑では、上記のように潤滑条件の厳しい最高回転時を想定して潤滑油の供給量が決定されている。

15 一方、低速回転時には、軸受温度が低く、軸受内部への潤滑油の供給を妨害するエアカーテンの形成能力も低い。そのため、高速回転時ほど潤滑条件は厳しくなく、潤滑油量も多く必要としない。つまり、高速回転時に最適となるように軸受 1 3 3 への潤滑油量を決定すると、低速回転時には潤滑油過多の状態となる。エアオイル潤滑は、図 7 の温度変化極小の油量領域 II に該当するので、前述のよ
20 うに潤滑油が過多になると攪拌抵抗により軸受温度が上昇する。

また、軸受温度の上昇には、以下のような別の要因もある。

エアオイル給油の一例として、本発明者は、転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設けると共に、この斜面部に所定の隙間を持って沿うノズル部材を設け、ノズル部材の前記斜面部に対向するエアオイル吐出口か
25 らエアオイルを噴き付けるようにした潤滑構造を試みた。転がり軸受としては、アンギュラ玉軸受等が用いられる。

このようなエアオイル潤滑構造によると、搬送エアに混合された潤滑油である

エアオイルが、ノズル部材のエアオイル吐出口から吐出され、内輪の斜面部とノズル部材間の隙間に導入される。この隙間に導入されたエアオイルは、軸受運転時に隙間で生じる負圧吸引作用によって軸受内部へ導かれ、また内輪斜面部に付着した潤滑油の表面張力と、遠心力の斜面部大径側への分力により、軸受内部の

5 転走面あるいは保持器の内径面へ導かれる。

このように、内輪の斜面部にエアオイルを供給し、転動体の転走経路へは直接にエアオイルを噴出させないため、転動体の公転による風切り音の発生がなく、騒音が低下する。また、エアの噴射によるオイル供給ではなく、内輪の斜面部に供給されたエアオイルを内輪の回転で軸受内に導くようにしたため、使用するエ

10 アは、内輪の斜面部までオイルを搬送する役目でよく、使用量を減らせる。そのため、エア量削減による省エネ効果も期待できる。

しかし、上記提案例では、転がり軸受の内輪斜面部の適切な傾斜角度を具体的に示すには至っていない。このようなエアオイル潤滑構造においては、内輪斜面部の傾斜角度を考慮せずに設計した場合、斜面部に付着したエアオイルが遠心力

15 の作用で斜面部の途中から離れてしまうという問題が生じることが分かった。斜面部の途中から離れる結果、エアオイルが軸受の転動体に効率良く到達せずに潤滑油不足が生じる恐れがある。この場合、エアオイルのエア量・油量を増やせば、潤滑不足を回避できるかも知れないが、油量を増加させると攪拌抵抗の増大や温度上昇が懸念される。このエアオイル潤滑構造とした軸受を、例えばスピンド

20 ル装置に適用した場合、軸受の温度上昇が主軸に温度変化を与え、その精度に影響を与えることになる。したがって、できるだけ油量の少ない効率のよい潤滑を行って、必要以上の温度上昇を避ける必要がある。また、エア量の増加は、エネルギー消費を増加させるだけでなく、コンプレッサに負担をかけ、騒音増加にも繋がってしまう。

また、前記エアオイル潤滑構造を、図24に示すような円筒ころ軸受41に適用した場合にも、内輪42の斜面部42bの傾斜角度が適切でないと、上記と同様な問題が生じる。すなわち、斜面部42bに噴き付けられてこの斜面部42b

を伝わって転走面 4 2 a 側に近づいて行った潤滑油が、同図に矢印 A で示すように斜面部 4 2 b の大径部まで進んだ後に、遠心力により斜面部 4 2 b から離れてしまい、保持器 4 5 の内径側に入り込めないで保持器幅面に遮られる。そのため軸受 4 1 の内部に到達できず、潤滑不足になる恐れがある。この場合も、エアオイルのエア量・油量を増やせば、潤滑不足を回避できるかも知れないが、油量を増加させると攪拌抵抗の増大や温度上昇が懸念される。。

発明の開示

この発明の目的は、潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示す潤滑が可能な転がり軸受の潤滑方法、潤滑装置およびエアオイル潤滑構造、ならびに、そのエアオイル潤滑構造を適用したスピンドル装置を提供することである。

この発明の第 1 構成にかかる転がり軸受の潤滑方法は、転がり軸受の運転中に潤滑油を供給する潤滑方法において、転がり軸受の温度変化抑制のために、運転中に潤滑油の供給量を変更することを特徴とする。

この転がり軸受の潤滑方法によると、運転中に潤滑条件に応じて、潤滑油の供給量を変更することができる。そのため、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示す潤滑が可能となる。

上記潤滑油の供給は、エアオイルの状態で行うものとしても良い。エアオイル潤滑は、高速回転に対応して低温度上昇の潤滑が行える。このエアオイル潤滑において、運転中に潤滑油の供給量を変更することにより、広範な回転速度に対応した適切な潤滑が行える。

上記運転中の潤滑油供給量の変更は、転がり軸受の回転速度に応じて行うようにしても良い。適切な潤滑油量は軸受の回転速度に応じて異なるため、回転速度に応じて運転中に潤滑油供給量を変更することで、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示す潤滑が行える。

なお、温度上昇には、潤滑油の供給量以外の因子、例えば荷重や振動等も含まれる。しかし、温度上昇を潤滑油量の切換の因子にすると、油量が適切である場

合にも係わらず、油量を変更してしまう恐れがあり、焼損や極大領域の発生等の別の不具合が発生する可能性が出て来る。回転速度に応じて潤滑油量を切換えるようにすると、これらの不具合が避けられる。

- 上記のようにして転がり軸受の回転速度に応じた潤滑油供給量の変更を行う場合に、潤滑油供給量を互いに異ならせた複数種類の潤滑条件で、回転速度に応じた転がり軸受の温度上昇データのサンプリングを行い、サンプリング結果に応じて、回転速度に応じた潤滑油の供給量の変更を行うようにしても良い。

- 軸受の温度上昇は、軸受だけでなく、その周辺部品、例えばハウジング、軸、密封装置等の幾何学的形状や放熱条件によって決定される。その場合に、温度上昇を計算などシミュレートによって予測することは非常に難しい。サンプリングによると、種々の潤滑条件における温度上昇を見ることができ、各潤滑油量における軸受温度上昇との関係を把握することができる。特に、エアオイル潤滑の場合は、潤滑油量と軸受温度上昇の関係の再現性は非常に高いため、例えば1回のサンプリングで十分な場合が多い。

- サンプリングデータは、回転速度を横軸に軸受温度を縦軸にそれぞれにとってグラフとした場合に、回転速度に応じて潤滑条件を変更することにより、極大点が小さくなり、または極大点が実質上発生しないように潤滑条件を組み合わせるようにしても良い。

- このような潤滑条件の組み合わせを得るには、例えば、潤滑油量を異ならせた複数種類のサンプリングデータのグラフを重ね合わせたグラフを作成する。この重ね合わせグラフから、極大領域を通過することなく、最低回転速度から最高回転速度に至ることのできる経路を、回転速度領域毎のグラフ部分を選択することによって決定する。この場合に、切換段数は少ない方が制御が簡単であるため、潤滑油供給量の条件を2つ組み合わせるだけで極大領域が無くなるのであれば、2段切換とすることが好ましい。高速主軸等のように、低速域と高速域とで適正な油量の差が大きい場合は、3段以上の潤滑油量の条件の組み合わせを行うようにしても良い。

運転中の潤滑油供給量の変更は、手動の操作で行うようにしても良く、また設定条件に応じ、回転速度の情報信号に従って自動的に行うようにしても良い。設定条件によって自動変更を行うようにすれば、オペレータの判断や操作を必要とせずに、回転速度に応じた潤滑油供給量の変更が行われる。

- 5 この発明の第2構成にかかる転がり軸受の潤滑装置は、転がり軸受の運転中に潤滑油を供給する潤滑油供給手段と、上記転がり軸受の運転中に、設定条件に応じて上記潤滑油供給手段に潤滑油の供給量を変更させる供給量変更手段とを備えたものである。

- 10 この転がり軸受の潤滑装置によると、運転中に供給量変更手段が潤滑油供給手段に潤滑油の供給量を変更させることで、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示すことが可能となる。

上記潤滑油供給手段は、例えば、転がり軸受にエアオイルを吐出するものとされる。

- 15 上記供給量変更手段は、上記設定条件が転がり軸受の回転速度に関する条件であり、回転速度に応じて上記潤滑油供給手段に潤滑油の供給量を変更させるものであっても良い。この場合、上記供給量変更手段は、複数に区分される、転がり軸受の回転速度領域毎に供給量が設定されていて、入力された回転速度の情報に応じて、その設定された供給量に変更させるものであっても良い。

- 20 また、上記潤滑油供給手段は間欠的に潤滑油を供給するものである場合に、上記供給量変更手段は、上記潤滑油供給手段の潤滑油の供給間隔を変更するものであっても良い。間欠的に潤滑油を供給するものである場合に、潤滑油供給量の変更は、1回の供給あたりの供給量を調整する方式と、供給間隔を変更する方式との2種類が採れるが、供給間隔を変える方式の方が制御が簡単になる。供給間隔の変更は、例えばタイマーの制御で可能となる。1回の供給あたりの供給量の調
25 整は、例えばバルブの開放量を機械的に制御する必要があるため、比較的構造が複雑になる。

上記転がり軸受は、工作機械の主軸を支持する軸受であっても良い。工作機械

の主軸は、高速化の傾向にあり、また加工目的に応じて異なる回転速度で運転されることがあるうえ、加工精度の確保のために発熱の抑制が強く求められ、潤滑上の要求が厳しい。この発明の潤滑装置によると、このような要求に対応して、高速化、温度上昇の抑制に適合する潤滑が行える。

- 5 この発明の第3構成にかかるエアオイル潤滑構造は、転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設け、この斜面部に隙間を持って沿うノズル部材を設け、上記ノズル部材に、上記斜面部に対面して開口するエアオイルの吐出口を設け、上記内輪の斜面部の軸方向に対する傾斜角度 α を、

$$\alpha \geq 0.0667 \times d_n \times 10^{-4} - 1.8333$$

- 10 ただし、 d_n : 軸受内径寸法 (mm) と回転速度 (min^{-1}) の積、
としたものである。

- このように、内輪斜面部の傾斜角度 α の必要最小値を定めることで、潤滑油が遠心力により斜面部の途中で離れることなく、内輪転走面まで確実に到達できることが実験により確認された。これにより、必要最小限の潤滑油で効率良く潤滑
15 が行えて、確実な潤滑を行いながら、温度上昇が抑制される。したがって、耐焼き付性が向上し、より一層高速までの使用が可能になる。またエア量についても必要最小限で済んで、エネルギー消費が抑えられると共に、より一層の騒音低減にも繋がる。

- 内輪斜面部の傾斜角度 α の好ましい最大値は、軸受形式によって異なり、内輪
20 鍔付きの円筒ころ軸受では、 $\alpha \leq 35^\circ$ とすることが好ましく、アンギュラ玉軸受では $\alpha \leq 25^\circ$ とすることが好ましい。また、円筒ころ軸受では、傾斜角度 α の最小値を 25° 以上とすることがより好ましい。つまり、内輪鍔付きの円筒ころ軸受では、 α の値を $25 \sim 35^\circ$ の範囲に設定することが好ましい。
これは、次の理由による。

- 25 円筒ころ軸受の場合、傾斜角度 α を 25° 以上にすると、ノズル部材の先端を保持器の円環部の直下に設定し易くなる。また、内輪鍔付きの円筒ころ軸受では、鍔付きとするために大きな軸方向荷重を受ける必要があるが、傾斜角度 α が

35°を超えると、斜面部を設けた方の内輪端面の径方向幅が狭くなり、この端面が接する内輪間座やハウジング等との接触面積が小さくなって、大きな軸方向荷重を受けられなくなる。

- アンギュラ玉軸受では、傾斜角度 α が25°を超えると、斜面部を設けた方の内輪端面の径方向幅が狭くなり、この端面が接する内輪間座やハウジング等との接触面積が小さくなって、大きな軸方向荷重を受けられなくなる。

上記斜面部の傾斜角度 α と、上記吐出口からのエアオイルの吐出方向が軸方向に対して成す角度である吐出角度 β との関係を、

$$\alpha < 90^\circ - \beta$$

- としても良い。

すなわち、斜面部の傾斜角度 α を、エアオイルの吐出方向と斜面部との成す角度が90°よりも大きくなるように設定する。このように傾斜角度 α と吐出角度 β との関係を設定することにより、吐出口から噴射されるエアオイルが内輪の斜面部に衝突しても、遠心力を受けて抵抗無く流れることができる。

- 上記ノズル部材に、上記斜面部に対面して開口するエアオイルの吐出溝を円周方向に延びるように設け、上記ノズル部材の上記吐出口を、上記吐出溝内に開口するものとしても良い。

- このように吐出溝を設けた場合、ノズル部材の吐出口から吐出されたエアオイルは、円周方向に延びる吐出溝を通して内輪の斜面部とノズル部材間の隙間に導入される。そのため、吐出口から吐出されたエアオイルは、斜面部とノズル部材間の隙間に比べて広い吐出溝内で周方向に行き渡り、全周に均等化される。したがって、少量の潤滑油でより一層効率の良い確実な潤滑が行える。

また、上記内輪の斜面部に円周溝を設け、上記ノズル部材の上記吐出口を、上記斜面部における上記円周溝の部分に対面して開口するものとしても良い。

- このように内輪に円周溝を設けた場合、エアオイルは、ノズル部材の吐出口から内輪の円周溝に吐出され、円周溝内から内輪の斜面部とノズル部材間の隙間に流れる。そのため、吐出口から吐出されたエアオイルは、斜面部とノズル部材間

の隙間に比べて広い円周溝内で周方向に行き渡り、全周に均等化される。したがって、この場合も、少量の潤滑油でより一層効率の良い確実な潤滑が行える。円周溝が設けられていても、軸受運転時に生じる負圧吸引作用や遠心力等により、エアオイルは上記隙間へ円滑に流れ込むことができる。

- 5 上記転がり軸受が円筒ころ軸受である場合に、ころを保持する保持器を有し、上記内輪の斜面部の大径側端の軸方向位置が、上記保持器の上記ノズル部材側の幅面よりも上記転走面側に位置するようにしても良い。なお上記大径側端と内輪転走面との間に円筒面部が介在しても良い。

- 10 このように斜面部の大径側端の軸方向位置を設定することにより、内輪斜面部を伝わって転走面側に流れる潤滑油が、保持器の幅面に遮られることなく、軸受内部に円滑に導入される。

- 15 この発明の第4構成にかかるスピンドル装置は、工作機械の主軸を支持するスピンドル装置であって、上記主軸をハウジングに対してフロント側およびリア側の転がり軸受によって支持し、上記リア側の転がり軸受を内輪鏝付きの円筒ころ軸受とし、このリア側の転がり軸受に対して、上記第3構成にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を適用し、そのノズル部材を、転がり軸受のフロント側に配置したものである。

- 20 スピンドル装置のリア側の軸受に鏝付きの円筒ころ軸受を使用した場合、運転により発熱する軸膨張の影響で、リア側軸受におけるフロント側の鏝面と端面の接触部分の面圧が増加することになり、鏝面と端面との滑りによる摩耗に対して不利な条件となる。そのため、このリア側の軸受に対して、上記第3構成にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を適用し、ノズル部材を、転がり軸受のフロント側に配置することにより、リア側軸受は、フロント側の鏝面と端面の接触部に潤滑油が優先して供給されることになる。したがって、上記第3
25 構成にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造の作用により、鏝面と端面との潤滑が効果的に行われる。

図面の簡単な説明

図 1 は、この発明の第 1 の実施形態にかかる転がり軸受の潤滑方法に用いられる潤滑装置の概略図である。

図 2 は、同潤滑方法により潤滑される転がり軸受およびその周辺部を示す拡大
5 断面図である。

図 3 A は、同潤滑方法により潤滑される他の各転がり軸受およびその周辺部を示す拡大断面図である。

図 3 B は、同潤滑方法により潤滑されるさらに他の各転がり軸受およびその周辺部を示す拡大断面図である。

10 図 4 は、潤滑油量大の潤滑条件の場合の試験結果を示すグラフである。

図 5 は、潤滑油量少の潤滑条件の場合の試験結果を示すグラフである。

図 6 は、潤滑油供給量を運転中で変化させた場合の温度変化を示すグラフである。

図 7 は、転がり軸受の潤滑における油量と温度上昇・摩擦損失との関係を示す
15 グラフである。

図 8 は、従来の転がり軸受潤滑方法に用いられるシステムの概略図である。

図 9 A は、この発明の第 2 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 9 B は、図 9 A の部分拡大図である。

20 図 10 A は、同エアオイル潤滑構造における内輪斜面部の最適傾斜角度を得る確認試験のための試験設備を示す断面図である。

図 10 B は、その確認試験における油付着確認紙の平面図である。

図 11 は、同確認試験による第 1 の結果を示すグラフである。

図 12 は、同確認試験による第 2 の結果を示すグラフである。

25 図 13 は、同確認試験による第 3 の結果を示すグラフである。

図 14 は、この発明の第 3 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 1 5 A は、この発明の第 4 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 1 5 B は、この発明の第 4 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の変形例の断面図である。

5 図 1 6 は、この発明の第 5 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 1 7 は、この発明の第 6 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

10 図 1 8 は、この発明の第 7 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 1 9 は、この発明の第 8 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 2 0 A は、この発明の第 9 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

15 図 2 0 B は、図 2 0 A の部分拡大図である。

図 2 1 A は、この発明の第 1 0 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の断面図である。

図 2 1 B は、この発明の第 1 0 の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造の変形例の断面図である。

20 図 2 2 は、この発明の第 1 1 の実施形態にかかるスピンドル装置を示す断面図である。

図 2 3 は、同スピンドル装置における円筒ころ軸受の部分拡大図である。

図 2 4 は、従来例の断面図である。

25 発明を実施するための最良の形態

この発明の第 1 実施形態の転がり軸受の潤滑方法を図 1 および図 2 と共に説明する。図 1 は、この転がり軸受の潤滑方法に用いられる潤滑装置の概略構成を示

す。この潤滑装置は、潤滑油供給手段101と、供給量変更手段102とを備える。潤滑油供給手段101は、転がり軸受103の運転中に潤滑油を供給する手段である。供給量変更手段102は、転がり軸受103の運転中に、設定条件に応じて、潤滑油供給手段102に潤滑油の供給量を変更させる手段である。

- 5 潤滑油供給手段101は、転がり軸受103にエアオイルを間欠的に吐出するものであり、次のように構成されている。この潤滑油供給手段101は、タンク104内の潤滑油を搬送用のエアで油路106へ圧送するポンプ105と、ポンプ105の上流側に接続されたエア供給路107と、このエア供給路107から分岐されて油路106の先端で合流するエア分岐供給路108とを備える。タンク104はレベルスイッチ付きであり、他のタンク（図示せず）から1回のショット分の潤滑油が溜められる。エア供給路107は、ソレノイドバルブ110が介在し、このバルブ110が開いている間だけポンプ105からの潤滑油の圧送が可能である。エア供給路107におけるソレノイドバルブ110の上手側には圧力スイッチ109が設けられている。エア供給路107およびエア分岐供給路108には、その分岐箇所よりも上手側から、エアフィルタ111およびミストセパレータ112で濾過されたエアが圧送される。エア分岐供給路108は可変の絞り弁が設けられていて、流量調節が可能である。エア分岐供給路108からは、常にエアが圧送される。油路106の潤滑油は、エア分岐供給路108から圧送されたエアと、油路106の先端の合流部で混合してエアオイルとされる。
- 10 このエアオイルが、エアオイルライン113を経て、その先端のノズル126から軸受103に吐出される。

- 供給量変更手段102は、潤滑油供給手段101に潤滑油供給量の情報信号を与える手段であり、制御装置115に設けられている。制御装置115は、コンピュータ式のものであり、転がり軸受103で支持される主軸の回転速度とこの
- 25 潤滑装置の潤滑条件を制御するプログラムを備える。このプログラムの一部により供給量変更手段102が構成される。制御装置115は、さらに転がり軸受103を備えた工作機械等の機械全体の制御を行う装置であっても良い。制御装置

1 1 5 は、パーソナルコンピュータであっても、コンピュータ式のプログラマブルコントローラであっても、その他の制御機能を持つ機器であっても良い。また制御装置 1 1 5 は、軸受装備機械の制御用とは別に設けられたものであっても良い。

5 供給量変更手段 1 0 2 は、回転速度検出手段 1 1 4 から得られる軸受回転速度の情報信号に応じて、上記潤滑油供給量の情報信号を生成するものとされる。回転速度検出手段 1 1 4 は、転がり軸受 1 0 3 で支持する軸、またはその駆動用のモータ（図示せず）の回転速度を検出するものであっても、また上記モータを制御する指令値から軸受回転速度を得るものであっても良い。

10 供給量変更手段 1 0 2 は、転がり軸受 1 0 3 の複数の区分される回転速度領域毎に供給量が設定されていて、回転速度検出手段 1 1 4 から入力された回転速度を、回転速度領域を区分する設定速度と比較し、対応する回転速度領域の設定供給量の信号を出力する。回転速度領域の区分数は、2 つであっても、3 つ以上であっても良い。

15 潤滑油供給量の情報信号は、この実施形態では、潤滑油供給手段 1 0 1 の潤滑油の供給間隔を変更する指令としてある。具体的には、ソレノイドバルブ 1 1 0 を開状態に動作させる指令を、設定供給間隔に応じて出力するものとしてある。

潤滑対象の転がり軸受 1 0 3 は、例えば工作機械の主軸を支持する軸受である。ここでは転がり軸受 1 0 3 は、図 2 に示す単列の円筒ころ軸受であり、内輪 20 2 2 と外輪 1 2 3 の転走面 1 2 2 a, 1 2 3 a 間に円筒ころからなる複数の転動体 1 2 4 を介在させたものである。転動体 1 2 4 は保持器 1 2 5 のポケット内に保持される。

ノズル 1 2 6 はリング状の部材とされ、その円周方向の 1 箇所または複数箇所に吐出孔 1 2 8 が設けられている。ノズル 1 2 6 は、軸受外から内輪 1 2 2 の転走面 1 2 2 a にエアオイルを吹き付けるものとしてある。ノズル部材 1 2 6 は、25 軸受 1 0 3 の外輪 1 2 3 を取付けたハウジング 1 2 9 に取付けられる。ノズル部材 1 2 6 のハウジング 1 2 9 への取付けは、外輪間座（図示せず）を介して行っ

ても良い。ノズル126の吐出孔128の入口は、上記エアオイルライン113に、そのハウジング129内の流路部分113aを介して接続されている。

なお、転がり軸受103は、図2の例では内輪鍔付きのものとしたが、内輪鍔無しで外輪鍔付きのものであっても良く、またアンギュラ玉軸受等の玉軸受であ
5 っても良い。また、ノズル126は、図3Aや図3Bに示すものを用いても良い。
。

図3Aの例では、転がり軸受103の内輪122の外径面に、転走面122aに続く斜面部122bが設けられ、この斜面部122bに隙間を持って沿うように、上記ノズル126が設けられている。ノズル126はリング状の部材とされ
10 、その円周方向の1箇所または複数箇所に、吐出孔128が設けられている。ノズル部材126のハウジング129への取付けは、外輪間座130を介して行われ、またはハウジング129に直接に取付けられる。

図3Bの例は、転がり軸受103をアンギュラ玉軸受としている。また、同図の例では、斜面部122bに円周溝127を設け、この円周溝127に対向して
15 ノズル126が開口するものとしてある。このように円周溝127を設ける構成は、玉軸受に限らず、円筒ころ軸受など、転がり軸受一般に適用できる。

上記構成の潤滑装置を用いたこの発明の第1実施形態の転がり軸受の潤滑方法を説明する。転がり軸受103の運転中は、回転速度検出手段114により転がり軸受103の内輪回転速度が監視される。回転速度検出手段114で検出され
20 た回転速度の情報信号は、供給量変更手段102により、回転速度領域を区分する速度設定値と比較され、供給量変更手段102は、対応する設定供給量の信号を出力する。この信号は、ソレノイドバルブ110を開状態に動作させる信号であり、この信号の間隔が、ノズル106から吐出するエアオイルの供給間隔となる。供給量変更手段102は、例えば回転速度領域を2つに区分し、エアオイル
25 の供給間隔を低速の領域では長くし、高速の領域では短くする。例えば、長い方の間隔は15分間隔とされ、短い方の間隔は5分間隔とされる。このように、運転中に供給量変更手段102が潤滑油供給手段101に潤滑油の供給量を変更さ

せることで、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を確保しつつ安定した温度上昇を示すことが可能となる。

次に、試験例と共に、潤滑油供給量を変更する回転速度の定め方につき説明する。

- 5 図4は、単列円筒ころ軸受（N1020K、軸受内径 $\phi 100\text{mm}$ 、外径 $\phi 150\text{mm}$ ）をエアオイル潤滑で試験したときの軸受外輪の温度上昇を示したものである。回転速度を横軸に、軸受温度を縦軸にそれぞれ採ってサンプリングデータをグラフとしている。エアオイル潤滑は、図8に示したノズル156で行い、その狙い位置は内輪転走面とした。この際の試験条件を表1に示す。なお、「外輪温度上昇」とは、外輪温度から試験装置の機台温度を差し引いた値である。
- 10

表 1

軸受	単列円筒ころ軸受 N1020K (軸受内径 $\phi 100\text{mm}$ 、外径 $\phi 150\text{mm}$)
回転速度	$2000 \sim 12000\text{min}^{-1}$
軸はめあい後の ラジアル内部すきま	$+5\mu\text{m}$
供給エア量	20Nl/min
供給油量	$0.02\text{ml}/1\text{ショット}/5\text{min}$ 間隔
潤滑油	工業用潤滑油 ISO VG32
ハウジング冷却	実施 (冷却油量 8.0l/min 、油量 $30 \pm 1^\circ\text{C}$)

- 表1の試験条件における潤滑油量 $0.02\text{ml}/1\text{ショット}/5\text{min}$ は、軸受
- 15 への1回のエアオイル噴射で 0.02ml の潤滑油を供給し、噴射の間隔を5min (分) とすることを言う。この値は、最高回転速度 12000min^{-1} における信頼性が確保できる値として決定・採用したものである。

- 図4のグラフ（曲線a）では、回転速度4000min⁻¹から8000min⁻¹にかけて温度上昇の極大領域が存在している。特に、4000min⁻¹および8000min⁻¹において顕著な極大部分が生じている。これは、上記した潤滑油の攪拌抵抗によるものであると考えられる。このような軸受133の温度上昇は、工作機械主軸に適用した場合、主軸の熱膨張による加工精度劣化を引き起こすだけでなく、潤滑油過多により軸受133が焼損する可能性も高くなる。

図5のグラフ（曲線b（プロットを■で示したグラフ））は、表1の試験条件のうち、潤滑油量のみを削減した条件で試験を行った結果である。この場合の試験条件を表2に示す。

10

表2

軸受	単列円筒ころ軸受 N1020K (軸受内径φ100mm、外径φ150mm)
回転速度	2000～12000min ⁻¹
軸はめあい後のラジアル内部すきま	+5μm
供給エア量	20Nl/min
供給油量	0.02ml/1ショット/15min 間隔
潤滑油	工業用潤滑油 ISO VG32
ハウジング冷却	実施 (冷却油量 8.0l/min、油量 30±1℃)

- 図5のグラフ（曲線b（1ショット／15min 間隔））では、図4の場合（1ショット／5min 間隔）のような温度上昇の極大点が存在しない。これは、潤滑油過多に起因する攪拌抵抗が減少したためであると考えられる。一方、潤滑油量が（1ショット／15min⁻¹）の場合は、潤滑油量（1ショット／5min⁻¹）の場合に比べて油量を削減しているにもかかわらず、温度上昇は低減されてい

ない。このことは、図7に示す油量領域IIにおける温度上昇極小点付近に潤滑条件が位置していることを示している。そのため、例えばエアオイル供給システムの不具合や加減速時など、潤滑条件の悪化に対し、軸受温度が急激に上昇する可能性が高い。

- 5 図4、図5の結果をまとめると、次の通りである。5min 間隔とした場合、極大領域が発生するものの、高速でも十分な油量を確保している。高速時において、5min 間隔の方（油量の多い方）が15min 間隔（油量の少ない方）よりも温度が低くなっている。このことは、5min 間隔よりも間隔を長くすると、焼損の可能性が高まることを意味する。逆に5min 間隔よりも間隔を短くして
- 10 油量を増やすと、極大領域が高速側に広がってくるので、15min 間隔（油量の少ない方）の条件で運転しなければならない速度領域が高速側に伸びてしまう。この場合も15min 間隔での焼損の可能性が高まってしまう。15min 間隔では、高速時の温度上昇は大きい、中、低速範囲で極大領域は発生していない。
- 15 これら図4、図5の試験結果から、回転速度領域によって潤滑条件の切換を行えば、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を確保しつつ、安定した温度上昇を示すことが予想される。

- そこで、この実施形態では、図4のグラフ（曲線a）と図5のグラフ（曲線b）とを重ね合わせて図5に示し、この重ね合わせグラフから、極大点を実質上発生しないように潤滑条件を組み合わせた。例えば、回転速度が 10000min^{-1}
- 20 未満では1ショット／15min 間隔の供給量として潤滑油供給量を少なくし、回転速度が 10000min^{-1} 以上になると1ショット／5min 間隔の供給量に切り換えて潤滑油量が多くなるように、供給量変更手段102を設定した。すなわち、表3に示す潤滑条件とした。

表 3

軸受	単列円筒ころ軸受 N1020K (軸受内径 ϕ 100mm、外径 ϕ 150mm)
回転速度	2000~12000min ⁻¹
軸はめあい後の ラジアル内部すきま	+5 μ m
供給エア量	20Nl/min
供給油量	【0~8000min ⁻¹ 】 0.02ml/1 ショット/15min 間隔 【9000~12000min ⁻¹ 】 0.02ml/1 ショット/5min 間隔
潤滑油	工業用潤滑油 ISO VG32
ハウジング冷却	実施 (冷却油量 8.0l/min、油量 30 \pm 1℃)

このように運転中に回転速度を監視し、回転速度に応じて潤滑油の供給量を変更することで、図6に示すように、低速回転から高速回転まで、潤滑の信頼性を

5 確保しつつ、安定した温度上昇を示す潤滑が行えた。

この実施形態における効果を纏めると、次の通りである。

- ・低速回転から高速回転まで、極大領域を持たない安定した温度上昇を示すエアオイル潤滑が可能となった。

- ・温度上昇の安定化を図るだけでなく、潤滑の信頼性、特に高速領域の信頼性の

10 確保が可能である。

- ・従来の非可変潤滑油量の供給システムでは、中低速領域でも高速領域と同一量の潤滑油を供給していたが、この実施形態ではそれが不要となった。その結果、中低速領域では潤滑油消費量が削減され、潤滑装置のランニングコストの削減、環境負荷低減が可能になった。

15 なお、上記実施形態では、2段切換を採用したが、使用回転速度の範囲に応じて多段切換や、無段切換を採用しても良い。

次に、この発明の第2の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を図9～図13と共に説明する。転がり軸受1は、内輪2と外輪3の転走面2a, 3a間に複数の転動体4を介在させたものである。内輪2と外輪3の幅は、互いに同じ幅とされている。転動体4は、例えばボールからなり、保持器5のポケット内に保持される。この転がり軸受1の内輪2の外径面に、転走面2aに続く斜面部2bを設け、この斜面部2bに隙間 δ を持って沿うノズル部材6を設ける。斜面部2bは、内輪2の幅面から転走面2aに続いて設け、また内輪2の反負荷側（軸受背面側）の外径面に設ける。斜面部2bは転走面2aに略直接に続いていますが、円筒面部が斜面部2bと転走面2aとの間に介在していても良い。転がり軸受1がアンギュラ玉軸受である場合、内輪2のカウンタボアを設ける部分の外径面が上記斜面部2bとされる。

ノズル部材6は、その先端部6aを保持器5の内径面と内輪2の外径面の間における転動体4の近傍に位置させる。ノズル部材6は、リング状の部材であって、転がり軸受1に軸方向に隣接して設けられ、側面の内径部から軸方向に延びる錨状部6aを有している。この錨状部6aは、内径面が内輪2の斜面部2bと同一角度の傾斜面に形成されて、保持器5の直下まで延び、その先端がノズル部材6の前記先端部6aとなる。ノズル部材6の錨状部6aと内輪2の斜面部2bとの間の隙間 δ は、内輪2と軸との嵌合、および内輪2の温度上昇と遠心力による膨張とを考慮し、運転中に接触しない範囲で出来るだけ小さな寸法に設定される。

ノズル部材6は、内輪斜面部2bに対面して開口するエアオイルの吐出溝7を有し、この吐出溝7に吐出口8aが開口する吐出孔8が設けられている。吐出溝7は円周方向に延び、環状に形成されている。吐出孔8は、ノズル部材6の円周方向の1か所または複数箇所に設けられている。吐出孔8は、吐出したエアオイルが内輪斜面部2bに直接に吹き付け可能なように、吐出口8aからの吐出方向を斜面部2bに向け、かつ斜面部2bに対して吐出方向が傾斜角度 θ を持つように設けられている。吐出溝7は、吐出孔8から斜面部2bへの直接の潤滑油吹き

付けを阻害しない断面形状とされている。

上記ノズル部材6の吐出孔8から内輪斜面部2bに吹き付けられる潤滑油が、内輪斜面部2bを伝わって効率良く転がり軸受1の内部に供給されるように、内輪斜面部2bの傾斜角度 α の最小値は、次式の値に設定してある。

$$5 \quad \alpha \geq 0.0667 \times d_n \times 10^{-4} - 1.8333$$

ただし、 d_n ：軸受内径寸法（mm）と回転速度（ min^{-1} ）の積、である。

この式によると、転がり軸受1が、軸受内径70mmφ、回転速度300000 min^{-1} のアンギュラ玉軸受の場合には、内輪斜面部2bの傾斜角度 α は、

$$10 \quad \alpha \geq 12.8^\circ$$

となる。

内輪斜面部2bの傾斜角度 α の最大値は、アンギュラ玉軸受では $\alpha \leq 25^\circ$ とすることが好ましい。アンギュラ玉軸受の場合、傾斜角度 α が 25° を超えると、斜面部2bを設けた方の内輪端面の径方向幅が狭くなり、この端面が接する内輪間座11あるいはハウジング等との接触面積が小さくなって、大きな軸方向荷重を受けられなくなるからである。

内輪斜面部の傾斜角度 α の好ましい最大値は、軸受形式によって異なり、内輪鰐付きの円筒ころ軸受では、 $\alpha \leq 35^\circ$ とすることが好ましい。また、内輪鰐付きの円筒ころ軸受では、傾斜角度 α の最小値を 25° 以上とすることがより好ましい。

20 。つまり、内輪鰐付きの円筒ころ軸受では、 α の値を $25 \sim 35^\circ$ の範囲に設定することが好ましい。これは、次の理由による。

円筒ころ軸受の場合、傾斜角度 α を 25° 以上にすると、ノズル部材の先端を保持器の円環部の直下に設定し易くなる。また、内輪鰐付きの円筒ころ軸受では、傾斜角度 α が 35° を超えると、斜面部を設けた方の内輪端面の径方向幅が狭くなり、この端面が接する内輪間座やハウジング等との接触面積が小さくなって、大きな軸方向荷重を受けられなくなる。

後に示す内輪鰐付きの各円筒ころ軸受の場合は、いずれも傾斜角度 α を $25 \sim$

35°の範囲に設定している。

内輪斜面部2bの傾斜角度 α と、吐出口8aからのエアオイルの吐出方向が軸方向に対してなす角度である吐出角度 β との関係は、図9Bのように、

$$\alpha < 90^\circ - \beta$$

- 5 となるように設定してある。すなわち斜面部2bの傾斜角度 α を、エアオイルの吐出方向と斜面部との成す角度が90°よりも大きくなるように設定している。

- 10 なお、内輪斜面部2bに吹き付けられる潤滑油が、その斜面部2bを伝わって効率良く転がり軸受1の内部に供給されるためには、内輪斜面部2bの表面粗さを研磨やラップ仕上げ等により小さくすることが好ましい。この例では、その表面粗さはRa1.0以下とされている。

吐出孔8における吐出孔8aの開口直径dは0.8～1.2mmφ程度とされ、吐出孔近傍部8bの孔長さLは、エアオイルの噴射速度を低下させないように、上記開口直径dの2倍以上に設定されている。

- 15 ノズル部材6は、軸受1の外輪3を取付けたハウジング9に取付けられる。ノズル部材6のハウジング9への取付けは、外輪間座10を介して行っても、直接に行っても良い。図9Aの例は、外輪間座10を介して取付けた例であり、外輪間座10の一側面の内径部に形成した環状の切欠凹部10aに、ノズル部材6を嵌合状態に設けてある。ノズル部材6の軸受外の部分の内径面は、内輪間座11に対して接触しない程度に接近している。

- 20 ノズル部材6における吐出孔8の入口部の周囲には、円周溝を設けてOリング等のシール部材36を設け、外輪間座10とノズル部材6とをボルト等の締め付け具（図示せず）で締め付け固定することにより、エアオイル供給路13と吐出孔8との連通部からエアオイルが漏れることを防止している。

- 25 ノズル部材6の吐出孔8は、その吐出孔8aの近傍部8bが一般部よりも小径の絞り孔に形成されている。吐出孔8の入口は、ハウジング9からノズル部材6にわたって設けられたエアオイル供給路13に連通している。エアオイル供給路13は、ハウジング9にエアオイル供給口13aを有し、ハウジング9の内面に

ハウジング部出口 13b を有している。ハウジング部出口 13b は、外輪間座 10 の外径面に設けられた環状の連通溝 13c に連通し、連通溝 13c から、径方向に貫通した個別経路 13d を介して、ノズル部材 6 の各吐出孔 8 に連通している。エアオイル供給口 13a は、圧縮した搬送エアに潤滑油を混合させたエアオイルの供給源（図示せず）に接続されている。

上記構成のエアオイル潤滑構造の作用を説明する。図 9A のエアオイル供給口 13a より供給されたエアオイルは、ノズル部材 6 の吐出孔 8 を経て内輪 2 の斜面部 2b に噴射される。斜面部 2b に噴射されたエアオイルは、次の形態で軸受 1 の潤滑に寄与する。

10 ①内輪斜面部 2b とノズル部材 6 間の隙間を経て、吹き付け力によって直接に軸受 1 の内部に流入する。

②内輪斜面部 2b に付着した潤滑油は、その表面張力と遠心力によって生じる斜面大径側への分力により、軸受 1 の内部へ流入する。

15 ③円周溝状の吐出溝 7 に滞留するエアオイルは、内輪斜面部 2b とノズル部材 6 間の隙間で生じる負圧吸引作用により軸受内部側へ流れ、ノズル部材 6 の先端部 6a から遠心力により転動体 4 または保持器 7 の内径面に付着し、軸受各部の潤滑油として寄与する。

20 このように、内輪 2 の斜面部 2b にエアオイルを供給し、転動体 4 の転走経路へは直接にエアオイルを噴出させないため、転動体 4 の公転による風切り音の発生がなく、騒音が低下する。また、エアの噴射によるオイル供給ではなく、内輪 2 の斜面部 2b に供給されたエアオイルを内輪 2 の回転で軸受 1 内に導くようにしたため、使用するエアは、内輪斜面部 2b まで潤滑油を搬送する役目で良く、使用量を減らせる。そのためエア量削減による省エネ効果も期待できる。

25 また、この実施形態の場合、エアオイルを内輪斜面部 2b に直接に吹き付けるため、斜面部 2b にオイルが付着し易く、また吹き付け力によってもエアオイルが軸受内部へ流入する。吐出孔 8 の吐出方向の傾斜角度 θ は、吐出孔 8 から噴射されたエアが直接に内輪斜面部 2b に吹き付けられ、かつ噴射流による転動体 4

- の風切り音への影響が大きくなり範囲で決定する。この構造とすることにより、エアオイルは軸受内部へ流入し易くなり、内輪 2 と転動体 4 との接触部への潤滑油供給が良好となる。また吐出孔 8 の出口部である吐出口 8 a が細径であるため、流速が増し、吐出エア温度が下がる。この低温エアが近距離より内輪 2 に
- 5 吹き付けられるため、内輪温度の低減が期待できる。

特に、このエアオイル潤滑構造では、斜面部 2 b の軸方向に対する傾斜角度 α の範囲を上記のように設定したため、次の効果が得られる。傾斜角度 α の最小値については、後述のように実験により効果が確認された。すなわち、

$$\alpha \geq 0.0667 \times d_n \times 10^{-4} - 1.8333$$

- 10 となるように傾斜角度 α の必要最小値を定めたため、潤滑油が遠心力により斜面部 2 b の途中で離れることなく、内輪転走面まで確実に到達できる。これにより、必要最小限の潤滑油で効率良く潤滑が行えて、確実な潤滑を行いながら、温度上昇が抑制される。したがって、耐焼き付性が向上し、より一層高速までの使用が可能になる。またエア量についても必要最小限で済んで、エネルギー消費が抑え
- 15 られると共に、より一層の騒音低減にも繋がる。

斜面部 2 b の傾斜角度 α と吐出角度 β との関係は、エアオイルの吐出方向と傾斜面との成す角度が 90° よりも大きくなるように設定したため、つまり

$$\alpha < 90^\circ - \beta$$

- と設定したため、吐出口 8 a から噴射されるエアオイルが内輪 2 の斜面部 2 b に
- 20 衝突しても、遠心力を受けて抵抗無く流れることができる。

- 図 10 A、10 B は、この実施形態のエアオイル潤滑構造における内輪斜面部 2 b の傾斜角度 α の適正值についての確認試験例を示す。この確認試験では、試験設備として、図 10 A のように前記内輪斜面部 2 b に代わるものとして、外径面に斜面部 3 2 b を有する試験軸 3 2 を用い、この斜面部 3 2 b に隙間 δ を持って沿うように実施形態の場合と同等のノズル部材 6 を設ける。また、前記試験軸 3 2 の斜面部 3 2 b の外径側のハウジング 3 9 には、前記斜面部 3 2 b に対向する円形開口 3 3 を設け、裏面に油付着確認紙 3 4 を貼り付けたアクリル板 3 5 を
- 25

前記円形開口 3 3 の口縁段部 3 3 a に配置する。

この確認試験では、前記試験設備の試験軸 3 2 を回転させながら、ノズル部材 6 の吐出口 8 a からエアオイルを噴射させて、前記油付着確認紙 3 4 に付着した油の飛散分布状態から、斜面部 3 2 b に付着した油の付着流れの有無を判断し、

- 5 それによって傾斜角度 α の適否を行う。図 1 0 B は、この確認試験において前記油付着確認紙 3 4 に付着した飛散油の分布の一例を示す。すなわち、この確認試験では、前記油付着確認紙 3 4 において、試験軸斜面部 3 2 b の最大径位置 X を境にして、油の飛散が紙面右側（大径側）に集中しておれば、付着流れあり、紙面左側あるいは全体に飛散があった場合には付着流れなしと判断する。
- 10 この確認試験において設定した各条件を、表 4 に示す。また、この確認試験の結果を図 1 1 ～図 1 3 のグラフに示す。

表 4

項目	d（内径）=100mm	d（内径）=80mm
1. ノズル径	$\phi 1.2$	$\phi 0.8$
2. 斜面角度 α	2～16°	10, 12, 14°
3. 斜面すきま δ	0.16～1.0mm	0.1～0.3mm
4. エアオイル エア量 (Nl/min) オイル量 (ml/給油間隔)	20 0.01ml/5min	10～20 0.01mL/5min
5. 油動粘度 (mm/s^2)	10, 32, 68	32
6. 回転速度 min^{-1}	Max 21000	Max 30000

- 15 この試験結果から、内輪斜面部 2 b とノズル部材 6 との隙間 δ や、油動粘度が付着流れに及ぼす影響は小さいといえる。また、ノズル部材 6 の吐出口 8 a から吐出された油が遠心力により内輪斜面部 2 b を離れることなく転走面 2 a まで伝わって行くために必要な斜面部 2 b の傾斜角度 α は、先述したように、

$\alpha \geq 0.0667 \times dn \times 10^{-4} - 1.8333$ となる。

ただし、 dn は、軸受内径寸法 (mm) と回転速度 (min^{-1}) の積である。

このように内輪斜面部 2 b の傾斜角度 α を設定したこの実施形態では、ノズル部材 6 の吐出口 8 a から吐出された油が遠心力により内輪斜面部 2 b を離れることなく転走面 2 a まで伝わって行くので、潤滑油を転がり軸受 1 の内輪 2 の転走面 2 a へ効率良く到達させることができる。

図 1 4 は、この発明の第 3 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。この実施形態は図 9 A に示す第 1 の実施形態において、転がり軸受 1 を円筒ころ軸受 1 A に代えたものである。円筒ころ軸受 1 A は、外輪 3 A が両鍔付きで、内輪 2 A が鍔無しのものでされ、内外輪 2 A, 3 A の転走面 2 a, 3 a 間に、円筒ころからなる複数の転動体 4 A が介在している。各転動体 4 A は、保持器 5 A に保持されている。保持器 5 A は、円筒部材の軸方向の中間にポケットを形成した形式、いわゆる駕籠形または梯子形と呼ばれる形式のものである。内輪 2 A の外径面における転走面 2 a の両側部分は、転走面 2 a に続く斜面部 2 b, 2 c とされている。ノズル部材 6 は、図 9 A の例と同じ構成の吐出孔 8 および吐出溝 7 を有しており、吐出孔 8 の吐出溝 7 に開口する吐出口 8 a は、吐出したエアオイルが内輪斜面部 2 b に直接に吹き付け可能なように吐出方向が斜面部 2 b に向けられ、かつ斜面部 2 b に対して吐出方向が傾斜角度 β (図 9 A) を持つようになされている。

内輪 2 A の転走面 2 a の両側における斜面部 2 b, 2 c は、内輪鍔無し型の一般の円筒ころ軸受において内輪外径面に設けられるテーパ面と同じである。このテーパ面を、エアオイル供給のための斜面部 2 b に利用している。そのため、エアオイル供給のために斜面部を特に形成する必要がない。

この実施形態では、内輪 2 A の斜面部 2 b の転走面 2 a 寄りの大径部は、保持器 5 A のノズル側幅面よりも転走面 2 a 寄りに位置させてある。これにより、内輪斜面部 2 b を伝わって転走面 2 a 側に流れる潤滑油を、保持器 5 A の幅面に遮られることなく、軸受 1 A の内部に円滑に導入することができる。この実施形態

におけるその他の構成、効果は、図 9 A, 9 B に示す第 1 の実施形態と同じである。傾斜角度 α の範囲についても、第 1 の実施形態と同じである。以下の各実施形態においても、傾斜角度 α の範囲は第 1 の実施形態と同じである。

図 1 5 A は、この発明の第 4 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑
5 構造を示す。この実施形態も、図 9 A, 9 B に示す第 1 の実施形態において、転
がり軸受 1 を円筒ころ軸受 1 A に代えたものである。円筒ころ軸受 1 A は、外輪
3 A が鏝無しで、内輪 2 A が鏝付きのものとされ、内外輪 2 A, 3 A の転走面 2
a, 3 a 間に、円筒ころからなる複数の転動体 4 A が介在している。各転動体 4
A は、保持器 5 A に保持されている。内輪 2 A の外径面における転走面 2 a の両
10 側部分、つまり鏝の外径面は、転走面 2 a に続く斜面部 2 b, 2 c とされている。
同図の斜面部 2 b, 2 c は、転走面 2 a に円筒面部および鏝部内面を介して続
いているが、円筒面部を無くして斜面部 2 b, 2 c から転走面 2 a の両側におけ
る鏝部内面に直接に続くようにしても良い。ノズル部材 6 は、図 9 A, 9 B の例
と同じ構成の吐出孔 8 および吐出溝 7 を有しており、吐出孔 8 の吐出溝 7 に開口
15 する吐出口 8 a は、吐出したエアオイルが内輪斜面部 2 b に直接に吹き付け可能
なように吐出方向が斜面部 2 b に向けられ、かつ斜面部 2 b に対して吐出方向が
傾斜角度 β (図 9 A, 9 B) を持つようになされている。外輪間座 1 0 に設けら
れるエアオイル供給路 1 3 d は軸方向に延びているが、最終的にはハウジング 9
(図 9 A) のエアオイル供給口 1 3 a に連通している。内輪 2 A の斜面部 2 b の
20 転走面 2 a 寄りの大径部を、保持器 5 A のノズル側幅面よりも転走面 2 a 寄りに
位置させてあることは、図 1 4 の実施形態の場合と同様である。

図 1 5 A の実施形態において、ノズル部材 6 の先端を、図 1 5 B のように保持
器 5 A の内径側にもぐり込ませても良い。このように、保持器 5 A の内径側にも
ぐり込ませると、内輪斜面部 2 b に沿って転走面 2 a 側へ流れる循環油が、遠心
25 力でノズル部材 6 の先端で内輪斜面部 2 b から離れて外径側へ流れても、保持器
5 A の内径で受けられ、潤滑に寄与することができる。

図 1 6 および図 1 7 は、それぞれこの発明の第 5 の実施形態および第 6 の実施

形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。これらの実施形態は、図 1 4 に示す第 3 の実施形態において、円筒ころ軸受 1 A の保持器 5 A を、櫛型の保持器 5 B に代えたものである。図 1 4 の例の保持器 5 A はかご型であり、円筒ころからなる転動体 4 A を包み込むポケット形状としているが、櫛型の保持器 5 B は、円筒ころからなる転動体 4 A の 3 方向を囲み、一方向は開放されるポケット形状となっている。そのために、櫛型の保持器 5 B の円環部の側面に接するドーナツ型の案内用側板 1 9 は、内輪 2 A および外輪 3 A のうちの鏝付き側の部材に対して、ノズル部材 6 と反対側の鏝部において固定されている。具体的には、鏝部先端の軸受幅方向の外側部分に全周にわたる切欠部を設け、その切欠部に案内用側板 1 9 の一部を嵌合させて、その鏝部に隣接する間座と鏝部とで挟み込む状態に案内用側板 1 9 を固定している。

図 1 6 の例は、図 1 4 の例とは逆に内輪 2 A を両鏝付きとして外輪 3 A を鏝無しとしてあり、図 1 7 の例は図 1 4 の例と同様に内輪 2 A を鏝無しとして外輪 3 A を両鏝付きとしてある。

なお、図 1 6 および図 1 7 の実施形態において、外輪間座 1 0 に設けられるエアオイル供給路 1 3 c, 1 3 d は、図 9 の実施形態と同様に、ノズル部材 6 の軸方向の横側に配置している。ノズル部材 6 の吐出孔 8 は、入口部だけを軸方向と平行に設け、吐出孔 8 の残り部分を斜面部 2 b に向くように傾斜させてある。

これら第 5、第 6 の実施形態におけるその他の構成は、図 9 に示す第 2 の実施形態と同じである。

図 1 8 は、この発明の第 7 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。この例では、ノズル部材 6 A に設けられた吐出孔 8 が、吐出溝 7 内に軸方向に平行にエアオイルを噴き出すように設けられている。吐出溝 7 は、吐出孔 8 に対面する溝内側面が、噴き出されたエアオイルを内輪斜面部 2 b 側へ案内できる傾斜面に形成されている。ノズル部材 6 A は、ハウジング 9 の内径面に直接に取付けられ、外輪間座を兼用する。ノズル部材 6 A は、ハウジング 9 に直接に取付ける代わりに、図 9 A の例の外輪間座 1 0 に設けた切欠凹部 1 0 a に嵌合

させて取付けるものとしても良い。この実施形態におけるその他の構成は、特に説明した事項を除き、図 9 A, 9 B の例と同じである。この実施形態における構成のノズル部材 6 A を設ける場合も、図 1 4 の例と同様に、軸受 1 が円筒ころ軸受であっても良い。

- 5 図 1 9 は、この発明の第 8 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。この実施形態は、図 9 A に示す第 1 の実施形態において、ノズル部材 6 における吐出溝 7 を省略したものである。この実施形態におけるその他の構成は、図 9 A の例と同じである。

- 図 2 0 A, 2 0 B は、この発明の第 9 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。この実施形態は、図 9 A, 9 B に示す第 1 の実施形態において、ノズル部材 6 における吐出溝 7 を省略し、代わりに内輪 2 の斜面部 2 b 側に円周溝 1 7 が設けられている。円周溝 1 7 は円周方向に延びて環状に形成されており、断面が V 字状に形成されている。ノズル部材 6 には、内輪斜面部 2 b の円周溝 1 7 に対面して吐出口 8 a が開口する吐出孔 8 が設けられている。吐出孔 8 は、ノズル部材 6 の円周方向の 1 か所または複数箇所に設けられている。吐出孔 8 は、吐出したエアオイルが内輪斜面部 2 b の円周溝 1 7 に直接に吹き付け可能なように、吐出口 8 a の吐出方向を円周溝 1 7 に向け、かつ斜面部 2 b に対して吐出方向が傾斜角度 β をなすように設けられている。断面 V 字状の円周溝 1 7 の転走面 2 a 寄りの側壁斜面 1 7 a の軸心に対する傾斜角度は、内輪 2 の斜面部 2 b の傾斜角度 α よりも大きくなる。この実施形態におけるその他の構成は、図 9 A, 9 B の例と同じである。

上記構成のエアオイル潤滑構造の作用を説明する。図 2 0 A のエアオイル供給口 1 3 a より供給されたエアオイルは、ノズル部材 6 の吐出孔 8 を経て内輪斜面部 2 b の円周溝 1 7 の側壁斜面 1 7 a に噴射される。

- 25 側壁斜面 1 7 a の傾斜角度は、内輪の斜面部 2 b よりも大きくなるため、側壁斜面 1 7 a に付着した油は、遠心力の作用により、確実に内輪斜面部 2 b に導かれ、軸受内に潤滑油として流入する。また、供給エア量が少量となって円周上で

流れが不均一になった場合においても、内輪斜面部 2 b とノズル部材 6 との隙間 δ で生じる負圧吸引力のために、潤滑油が軸受側に流れ、転動体 4 または保持器 5 の内径面に付着し、軸受の潤滑油として機能することができる。このため、少量エアにおける油の滞留が防止され、油の滞留による軸受温度の変動を防止することができる。

このように、内輪斜面部 2 b の円周溝 1 7 にエアオイルを供給し、転動体 4 の転走路へは直接にエアオイルを噴出させないため、転動体 4 の公転による風切り音の発生がなく、騒音が低下する。また、エアの噴射によるオイル供給ではなく、内輪斜面部 2 b の円周溝 1 7 に供給されたエアオイルを内輪 2 の回転で軸受 1 内に導くようにしたため、使用するエアは、内輪 2 の円周溝 1 7 までオイルを搬送する役目で良く、使用量を減らせる。そのためエア量削減による省エネ効果も期待できる。また、吐出孔 8 の出口部である吐出口 8 a が細径である場合、流速が増し、吐出エア温度が下がる。この低温エアが近距離より内輪 2 に吹き付けられるため、より一層の内輪温度の低減が期待できる。

この実施形態の場合、このように、エア量を減じた場合においても少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止できて、騒音の低減効果と共に、エアオイル量のさらなる削減効果が期待できる。

図 2 1 A は、この発明の第 1 0 の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を示す。この実施形態は、図 2 0 A に示す第 8 の実施形態において、転がり軸受 1 を円筒ころ軸受 1 A に変えたものである。円筒ころ軸受 1 A は、外輪 3 A が鍔無しで、内輪 2 A が両鍔付きのものとされ、内外輪 2 A, 3 A の転走面 2 a, 3 a 間に、円筒ころからなる複数の転動体 4 A が介在している。外輪間座 1 0 に設けられるエアオイル供給路 1 3 d は軸方向に延びているが、最終的にはハウジング 9 (図 2 0 A) のエアオイル供給口 1 3 a に連通している。

この実施形態においても、図 2 1 B に示すように、ノズル部材 6 の先端を保持器 5 A の内径側へもぐり込ませても良い。

図 2 2 は、この発明の第 1 1 の実施形態にかかるスピンドル装置を示す。この

- スピンドル装置は、例えば図 9 A や図 1 5 A, 1 5 B に示す実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を応用したものである。このスピンドル装置は、工作機械に応用されるものであり、主軸 1 5 の先端に工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸 1 5 を支持する複数の転がり軸受は、主軸先端寄りの固定側であるフロント側の軸受 1 と、運転での発熱による主軸 1 5 の熱膨張を逃す自由側である主軸後端寄りのリア側の軸受 1 A とに分けられている。これらの転がり軸受 1, 1 A に、図 9 A および図 1 5 A, 1 5 B の実施形態のエアオイル潤滑構造がそれぞれ採用されている。ここでは、フロント側の軸受 1 として図 9 A の例のアンギュラ玉軸受が複数用いられ、リア側の軸受 1 A として図 1 5 B の例の円筒ころ軸受が 1 つ用いられている。リア側の軸受 1 A は、図 2 1 A, 2 1 B に示す軸受であっても良い。フロント側の各転がり軸受 1 には、ハウジング 9 からノズル部材 6 にわたって設けられたエアオイル供給路 1 3 から、ノズル部材 6 の吐出孔 8 を経て、転がり軸受 1 の内輪斜面部 2 b にエアオイルが吹き付けられる。リア側の転がり軸受 1 A にも、ハウジング 9 からノズル部材 6 にわたって設けられたエアオイル供給路 1 3 から、ノズル部材 6 の吐出孔 8 を経て、転がり軸受 1 A の内輪斜面部 2 b にエアオイルが吹き付けられる。リア側の転がり軸受 1 A は、内輪 2 A が両鍔付きの円筒ころ軸受であり、ノズル部材 6 がフロント側に隣接して配置され、フロント側に向く内輪 2 A の斜面部 2 b にエアオイルが吹き付けられる。
- このような構造のスピンドル装置では、リア側の軸受 1 A として円筒ころ軸受を用いているので、運転での発熱による主軸 1 5 の熱膨張の影響で、図 2 3 に拡大して示すように、リア側転がり軸受 1 の内輪 2 におけるフロント側寄りの鍔が円筒ころ 4 A の端面を押し付ける方向にスラスト力が作用する。つまり、リア側の転がり軸受 1 A における内輪 2 A のフロント側鍔面と円筒ころ 4 A の端面との接触部分の接触面圧が増加することになる。これに対して、リア側の転がり軸受 1 A における内輪 2 A のリア側鍔面と円筒ころ 4 A の端面との間には軸膨張によるスラスト力作用の影響は無い。その結果、リア側の転がり軸受 1 A における内

輪 2 A のフロント側鏝面と円筒ころ 4 A の端面との接触部は、同じ内輪 2 A のリア側鏝面に比べて、運転時の滑り摩擦に対して不利な条件となり、その鏝面と円筒ころ 4 A の端面との接触部が十分潤滑されないと、異常発熱が生じたり、接触部が摩耗して摩耗粉が軸受内部に入り込む恐れもある。

- 5 しかし、この実施形態のスピンドル装置によると、リア側の軸受 1 A における内輪 2 A のフロント側斜面部 2 b に、ノズル部材 6 の吐出孔 8 からエアオイルが吹き付けられるので、その軸受 1 A における内輪 2 A のフロント側鏝面と円筒ころ 4 A の端面との接触部に、潤滑油を優先して供給することができ、上記した不具合を回避できる。
- 10 またリア側軸受 1 A に対してフロント側から潤滑を行うことは、主軸 1 5 と、フロント側の軸受 1 と、リア側の軸受 1 A と、ハウジング 9 とで囲まれた空間 3 0 の内部からエアオイルを供給することであり、しかも一般にエアオイル潤滑におけるエア供給量は 1 0 ～ 4 0 Nl/min 程度であるため、前記空間 3 0 内の圧力はその外側の圧力に比較して高くなる。その結果、軸受 1, 1 A を含む前記空間 3 0 内には外部からクーラント等が浸入し難くなり、軸受 1, 1 A の内部への異物の侵入を回避することもできる。
- 15

請求の範囲

1. 転がり軸受の運転中に潤滑油を供給する潤滑方法において、転がり軸受の温度変化の抑制のために、運転中に潤滑油の供給量を変更することを特徴とする転がり軸受の潤滑方法。
- 5 2. 請求項 1 において、潤滑油の供給をエアオイルの状態で行う転がり軸受の潤滑方法。
3. 請求項 1 において、転がり軸受の回転速度に応じて潤滑油の供給量を変更する転がり軸受の潤滑方法。
4. 請求項 3 において、潤滑油供給量を互いに異ならせた複数種類の潤滑条件
10 で、回転速度に応じた転がり軸受の温度上昇データのサンプリングを行い、そのサンプリング結果に応じて、回転速度に応じた潤滑油の供給量の変更を行う転がり軸受の潤滑方法。
5. 請求項 4 において、回転速度を横軸に軸受温度を縦軸にそれぞれ採ってサンプリングデータをグラフとした場合に、回転速度に応じて潤滑条件を変更することにより、極大点が実質上発生しないように、または極大点が小さくなるよう
15 に潤滑条件を組み合わせる転がり軸受の潤滑方法。
6. 請求項 3 において、運転中の潤滑油供給量の変更を、設定条件に応じ、回転速度の情報信号に従って自動的に行う転がり軸受の潤滑方法。
7. 請求項 1 において、運転中の潤滑油供給量の変更を手動の操作で行う転がり
20 軸受の潤滑方法。
8. 転がり軸受の運転中に潤滑油を供給する潤滑油供給手段と、上記転がり軸受の運転中に、設定条件に応じて上記潤滑油供給手段に潤滑油の供給量を変更させる供給量変更手段とを備えた転がり軸受の潤滑装置。
9. 請求項 8 において、上記潤滑油供給手段が、転がり軸受にエアオイルを吐出するものである転がり軸受の潤滑装置。
25
10. 請求項 8 において、上記供給量変更手段は、上記設定条件が転がり軸受の回転速度に関する条件であり、回転速度に応じて上記潤滑油供給手段に潤滑油

の供給量を変更させるものである転がり軸受の潤滑装置。

1 1. 請求項 1 0 において、上記供給量変更手段は、複数の区分される、転がり軸受の回転速度領域毎に供給量が設定されていて、入力された回転速度の情報に応じて、その設定された供給量に変更させるものである転がり軸受の潤滑装置

5 .

1 2. 請求項 8 において、上記潤滑油供給手段は間欠的に潤滑油を供給するものであり、上記供給量変更手段は、上記潤滑油供給手段の潤滑油の供給間隔を変更するものである転がり軸受の潤滑装置。

1 3. 請求項 8 において、上記転がり軸受は、工作機械の主軸を支持する軸受
10 である転がり軸受の潤滑装置。

1 4. 転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設け、この斜面部に隙間を持って沿うノズル部材を設け、上記ノズル部材に、上記斜面部に対面して開口するエアオイルの吐出口を設け、

上記内輪の斜面部の軸方向に対する傾斜角度 α を、

15 $\alpha \geq 0.0667 \times d_n \times 10^{-4} - 1.8333$

ただし、 d_n : 軸受内径寸法 (mm) と回転速度 (min^{-1}) の積、

とした転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

1 5. 請求項 1 4 において、上記斜面部の傾斜角度 α と、上記吐出口からのエアオイルの吐出方向が軸方向に対して成す角度である吐出角度 β との関係を、

20 $\alpha < 90^\circ - \beta$

とした転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

1 6. 請求項 1 4 において、上記ノズル部材に、上記斜面部に対面して開口するエアオイルの吐出溝を円周方向に延びるように設け、上記ノズル部材の上記吐出口を、上記吐出溝内に開口するものとした転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

25 1 7. 請求項 1 4 において、上記内輪の斜面部に円周溝を設け、上記ノズル部材の上記吐出口を、上記斜面部における上記円周溝の部分に対面して開口するものとした転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

18. 請求項14において、上記転がり軸受が円筒ころ軸受であって、ころを保持する保持器を有し、上記内輪の斜面部の大径側端の軸方向位置が、上記保持器の上記ノズル部材側の幅面よりも上記転走面側に位置するようにした転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

- 5 19. 工作機械の主軸を支持するスピンドル装置であって、上記主軸をハウジングに対してフロント側およびリア側の転がり軸受によって支持し、上記リア側の転がり軸受を内輪鏝付きの円筒ころ軸受とし、このリア側の転がり軸受に対して、請求項14に記載の転がり軸受のエアオイル潤滑構造を適用し、上記ノズル部材を、転がり軸受のフロント側に配置したスピンドル装置。

2/16

FIG. 2

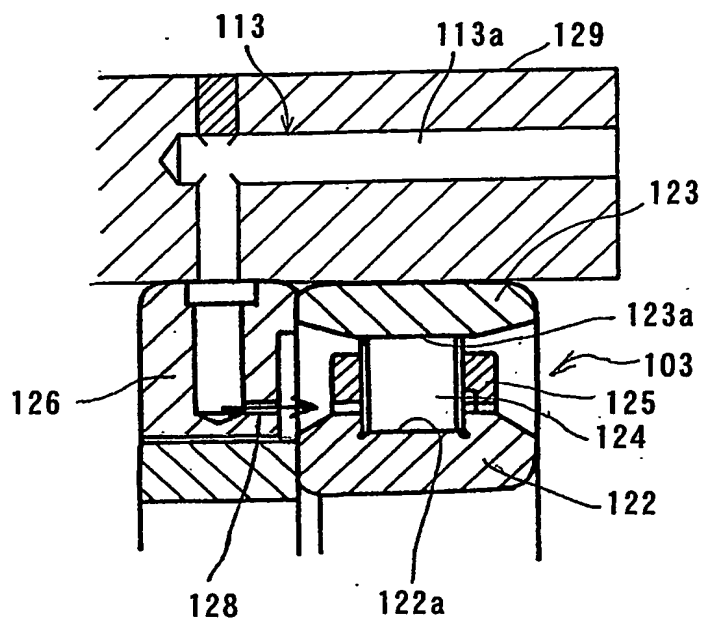


FIG. 3A

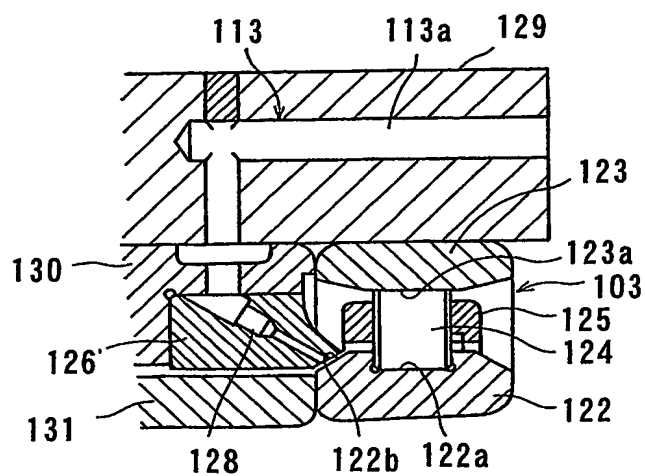
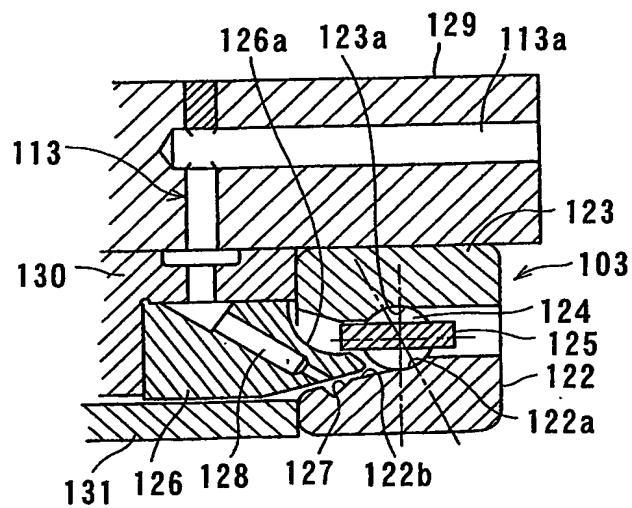


FIG. 3B



3/16

FIG. 4

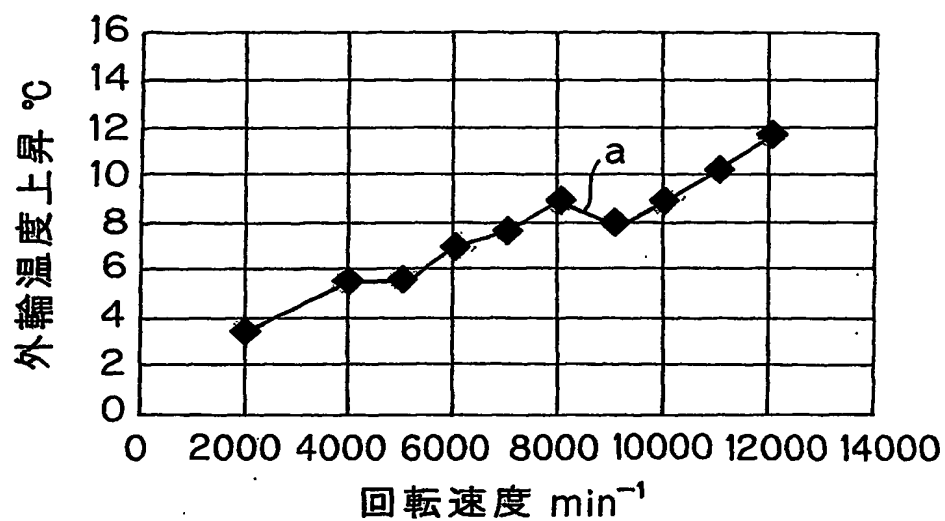
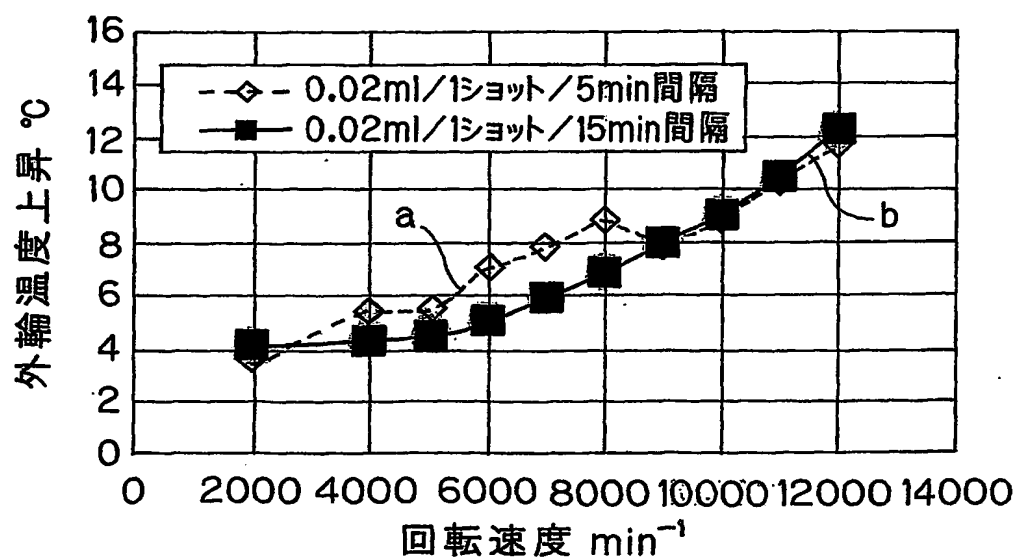


FIG. 5



4/16

FIG. 6

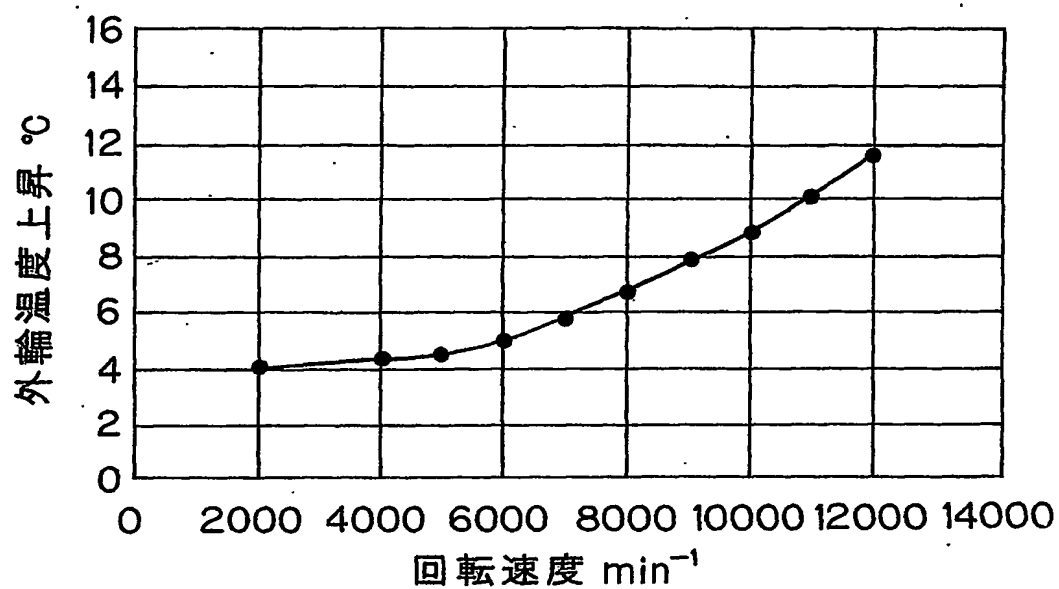
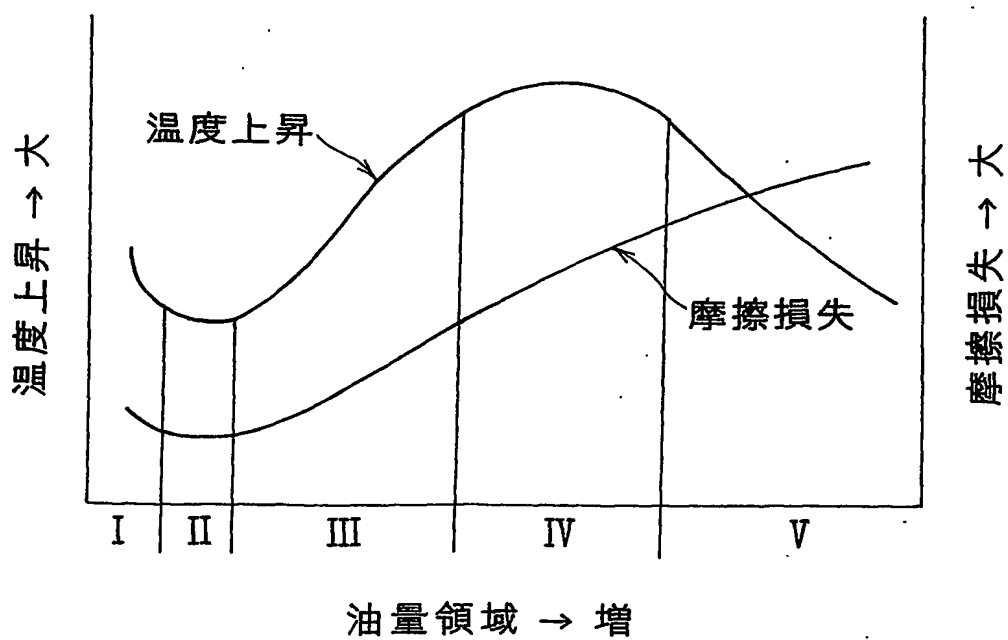


FIG. 7



5/16

FIG. 8

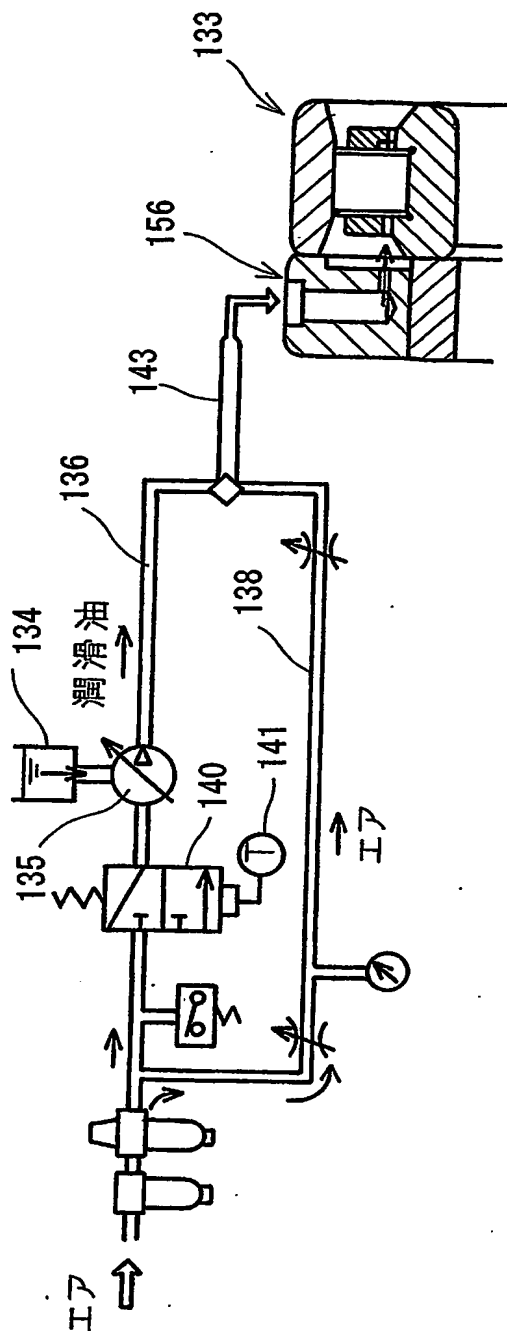


FIG. 9A

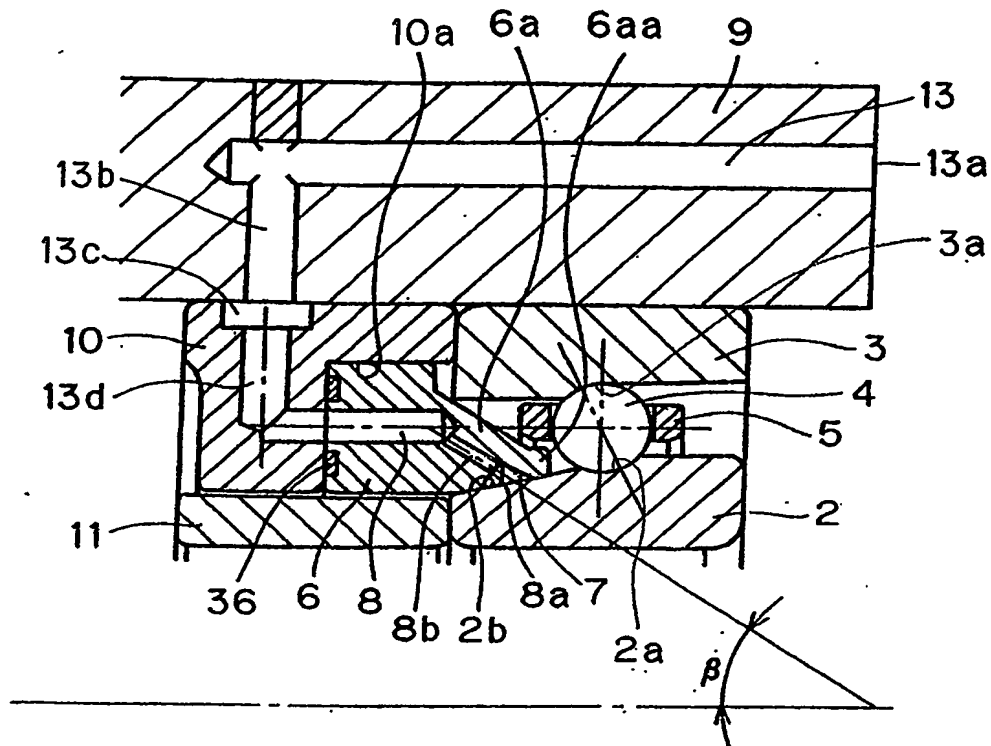
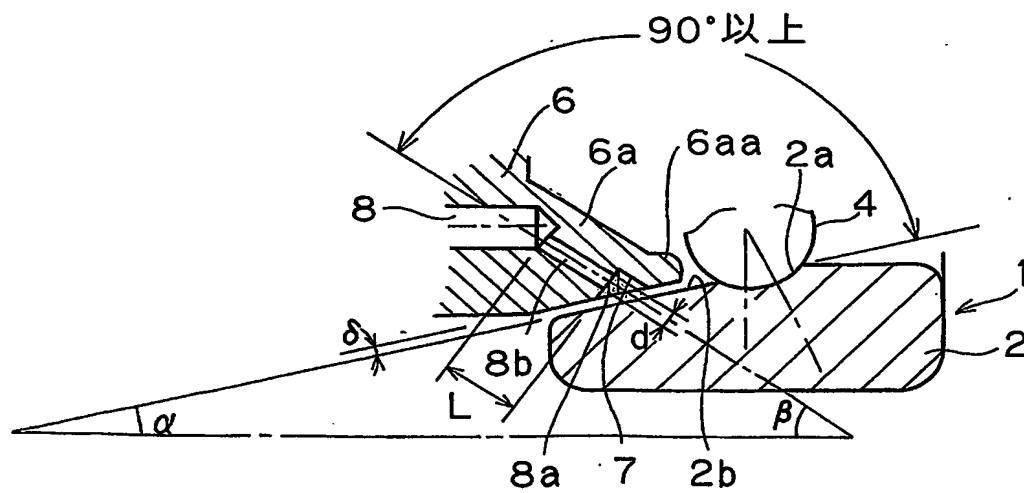


FIG. 9B



7/16

FIG. 10A

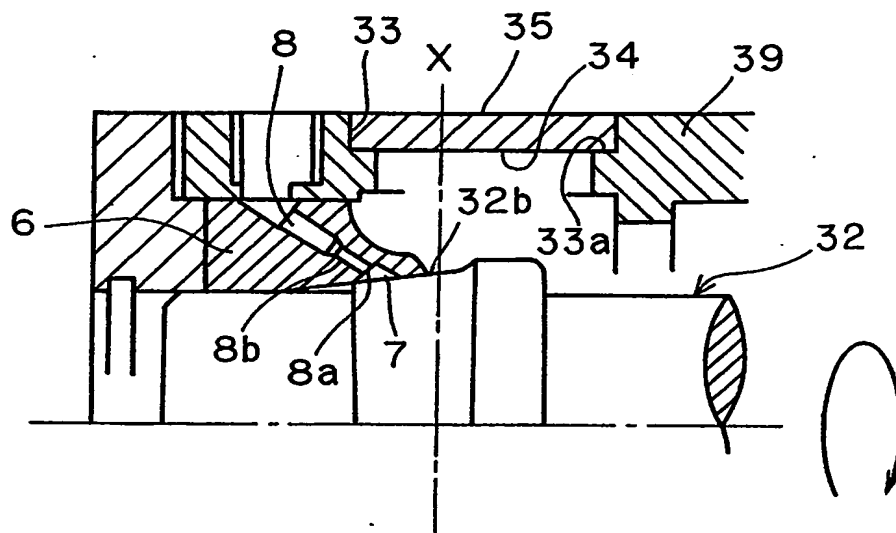
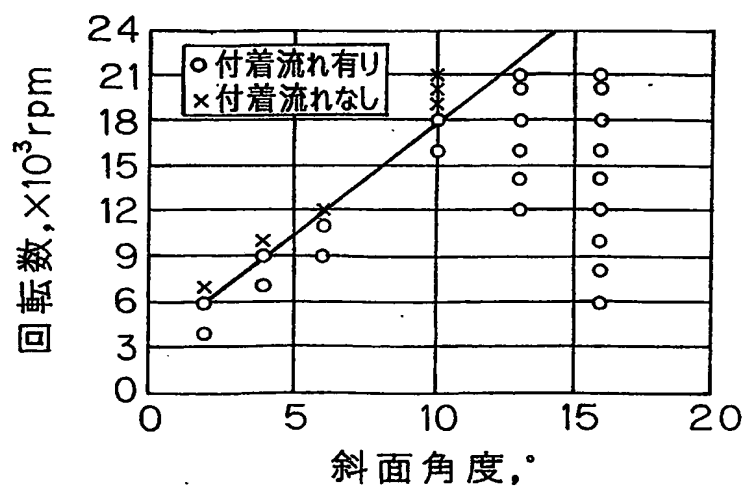


FIG. 10B



FIG. 11



8/16

FIG. 12

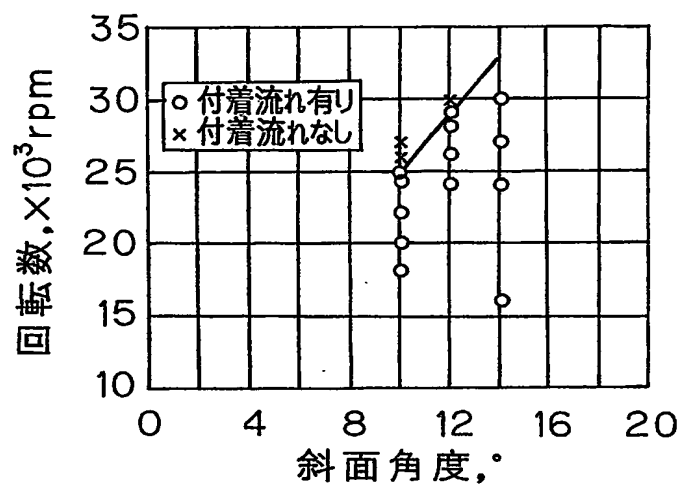
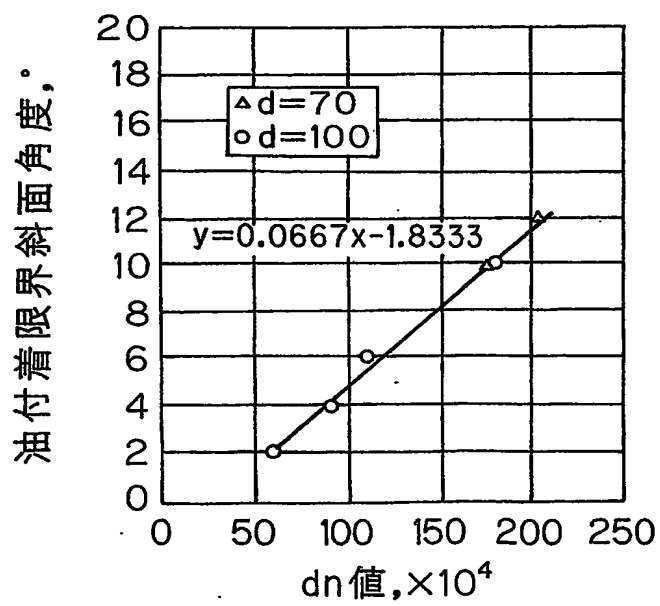
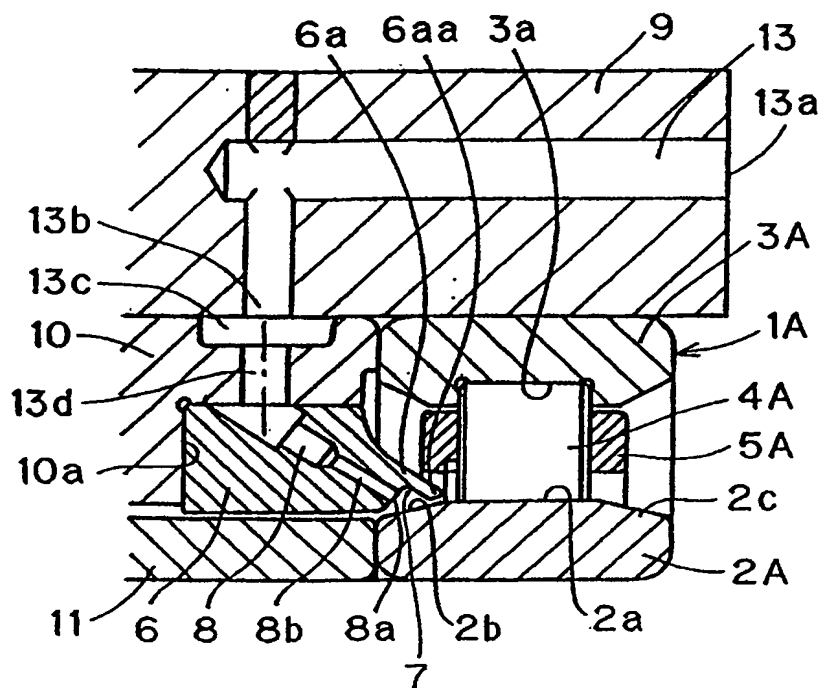


FIG. 13



9/16

FIG. 14



10/16

FIG. 15A

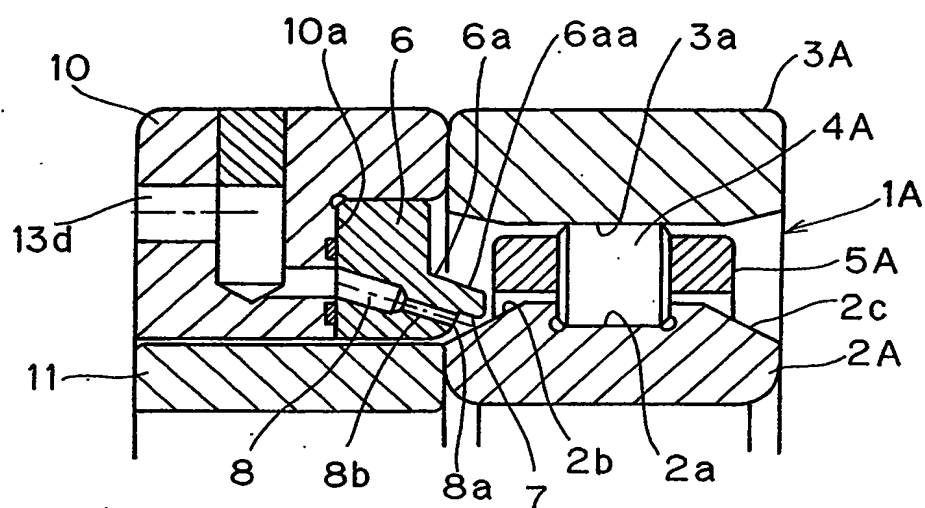
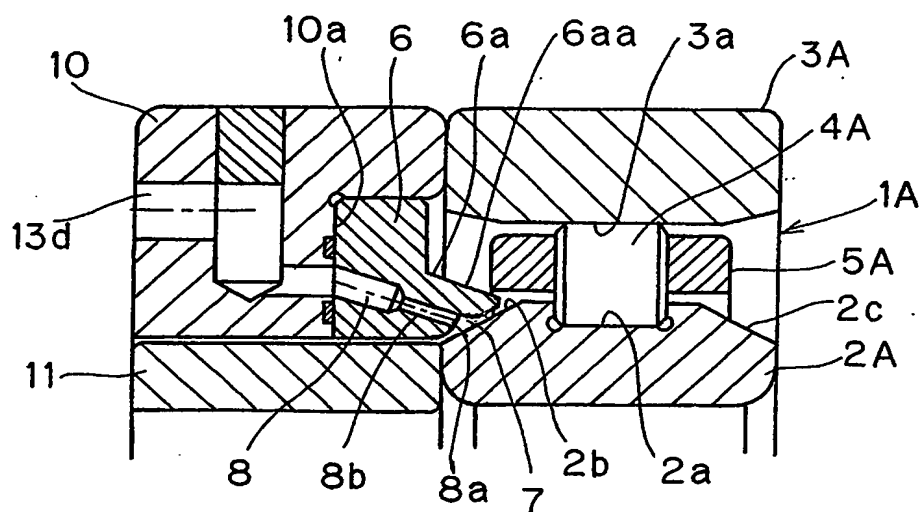


FIG. 15B



14/16

FIG. 21A

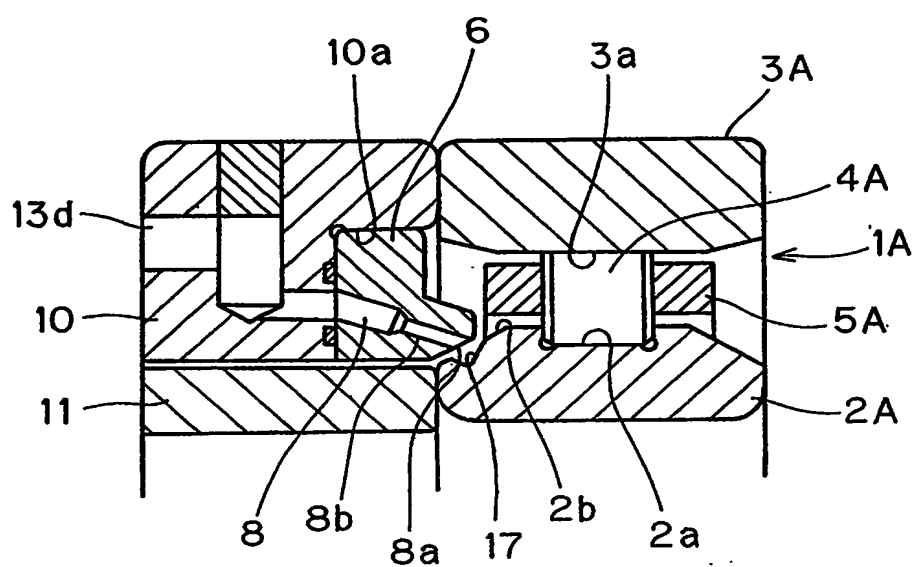
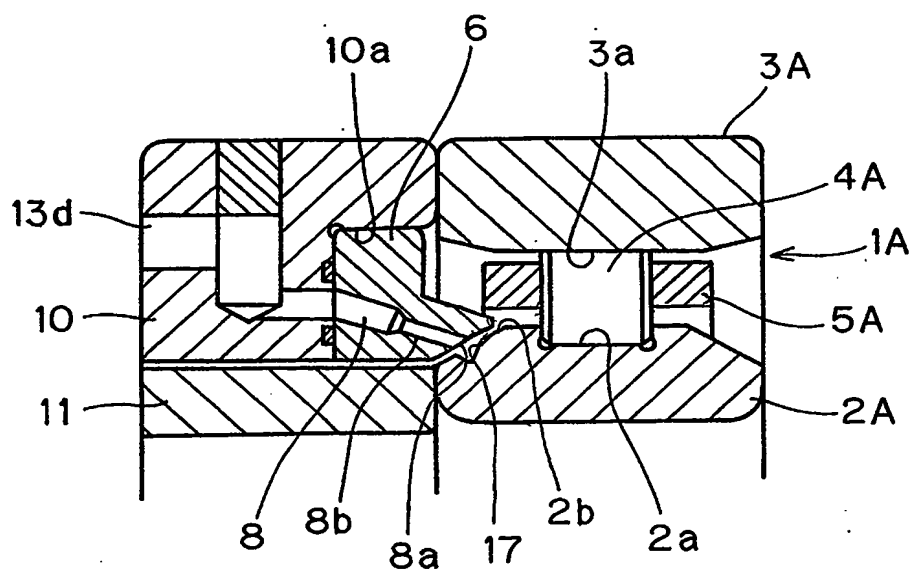
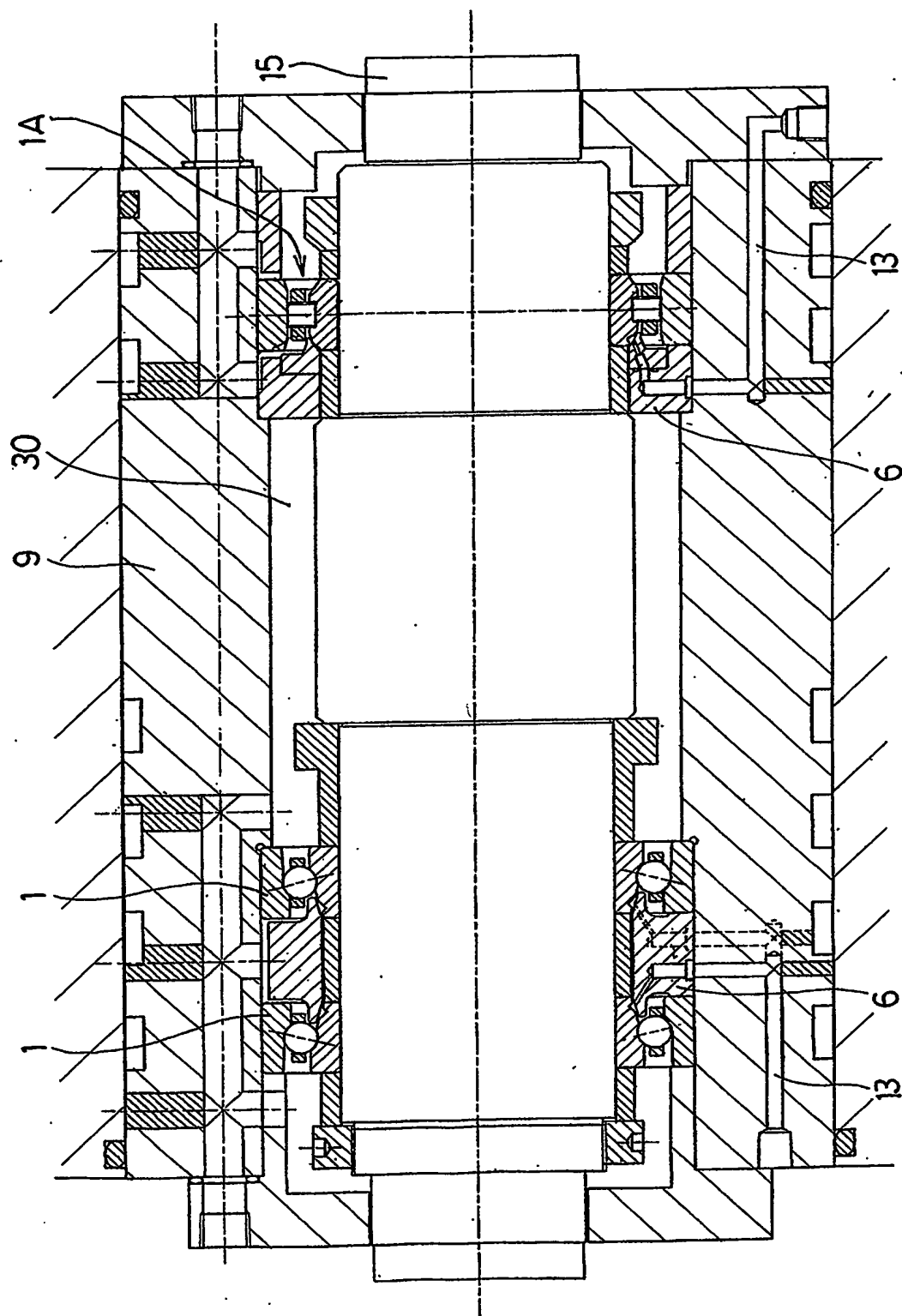


FIG. 21B



15/16

FIG. 22



16/16

FIG. 23

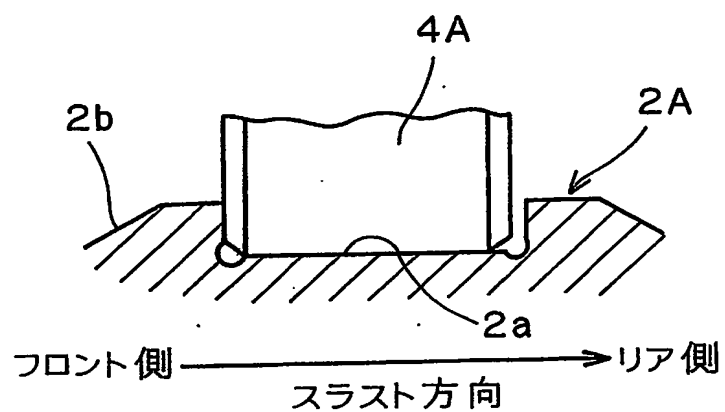
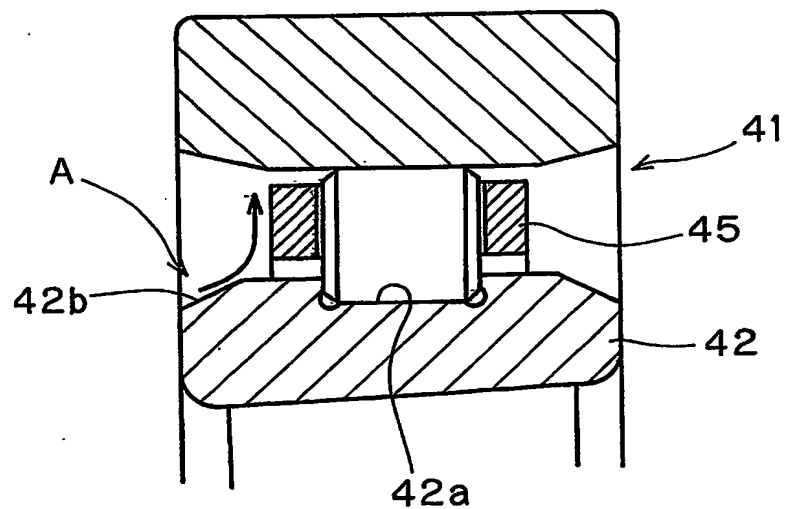


FIG. 24



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02447

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.⁷ F16C33/66, F16N7/32, B23Q1/38, B23Q11/12

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.⁷ F16C33/66, F16N7/32, B23Q1/38, B23Q11/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2001-315041 A (NSK Ltd.), 13 November, 2001 (13.11.01), Column 5, lines 12 to 27 & EP 1197702 A & US 2002/48517 A1	1-3, 6-13 4, 5
X Y	JP 2002-61657 A (NTN Corp.), 28 February, 2002 (28.02.02), Column 8, lines 23 to 43; Figs. 1, 5 (Family: none)	14-16, 18, 19 17
X Y	US 2002/9245 A1 (Sumio SUGITA), 24 January, 2002 (24.01.02), Page 3, left column, lines 1 to 20; page 4, left column, lines 33 to 58; Figs. 3, 4 & JP 2001-208085 A Column 4, lines 33 to 49; column 7, lines 6 to 26; Figs. 3, 4	14, 15 16-19

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T"

later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"

document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
20 May, 2003 (20.05.03)

Date of mailing of the international search report
03 June, 2003 (03.06.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02447

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 11-63385 A (Nakamasa TAKENO), 05 March, 1999 (05.03.99), Full text (Family: none)	4, 5
Y	JP 2002-54643 A (NTN Corp.), 20 February, 2002 (20.02.02), Full text (Family: none)	17
Y	JP 10-299784 A (NSK Ltd.), 10 November, 1998 (10.11.98), Full text (Family: none)	17
P, X	JP 2003-42392 A (IMN Kabushiki Kaisha), 13 February, 2003 (13.02.03), Full text (Family: none)	1-13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02447

Box I Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
2. ☐ Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:
3. ☐ Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box II Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

Claims 1-13 relate to a rolling bearing in which the feed rate of lubricating oil is changed during operation.

Claims 14-19 relate to a rolling bearing in which the outer diameter surface of the inner ring is formed with an inclined surface.

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. ☒ As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest ☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.
☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16C33/66, F16N7/32,
B23Q1/38, B23Q11/12

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16C33/66, F16N7/32,
B23Q1/38, B23Q11/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	JP 2001-315041 A (日本精工株式会社) 2001. 11. 13, 第5欄第12-27行 & EP 1197702 A & US 2002/48517 A1	1-3, 6-13 4, 5
X Y	JP 2002-61657 A (エヌティエヌ株式会社) 2002. 02. 28, 第8欄第23-43行, 第1図, 第5図 (ファミリーなし)	14-16, 18, 19 17

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20. 05. 03

国際調査報告の発送日

03.06.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

高辻 将人



3 J

9823

電話番号 03-3581-1101 内線 3327

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	US 2002/9245 A1 (Sumio SUGITA) 2002. 01. 24, 第3頁左欄第1-20行, 第4頁左欄第33-58行, 第3図, 第4図 & JP 2001-208085 A, 第4欄第33-49行, 第7欄第6-26行, 第3図, 第4図	14, 15 16-19
Y	JP 11-63385 A (武野仲勝) 1999. 03. 05, 全文 (ファミリーなし)	4, 5
Y	JP 2002-54643 A (エヌティエヌ株式会社) 2002. 02. 20, 全文 (ファミリーなし)	17
Y	JP 10-299784 A (日本精工株式会社) 1998. 11. 10, 全文 (ファミリーなし)	17
PX	JP 2003-42392 A (アイ・エム・エヌ株式会社) 2003. 02. 13, 全文 (ファミリーなし)	1-13

第I欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項(PCT17条(2)(a))の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. ☐ 請求の範囲 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、
2. ☐ 請求の範囲 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、
3. ☐ 請求の範囲 _____ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第II欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるところこの国際調査機関は認めた。

請求の範囲1-13は、運転中に潤滑油の供給量を変更する転がり軸受に関するものである。
請求の範囲1-4と1-9は、内輪の外径面に斜面部を設けた転がり軸受に関するものである。

1. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求の範囲について作成した。
2. ☒ 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求の範囲について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求の範囲のみについて作成した。
4. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求の範囲について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- ☐ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあった。
☐ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがなかった。